

НАДЕЖНОСТЬ ОСНОВАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ В КРИОЛИТОЗОНЕ

УДК 624.139

DOI: 10.21782/KZ1560-7496-2018-5(57-64)

СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ “ГЕТ” С ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ ДАННЫМИ

А.А. Ишков¹, Г.В. Аникин¹, Г.М. Долгих², С.Н. Окунев²

¹Институт криосферы Земли СО РАН, 625000, Тюмень, а/я 1230, Россия; a.ishkov1988@yandex.ru, anikin@ikz.ru
²ООО НПО “Фундаментстройаркос”, 625014, Тюмень, ул. Новаторов, 12, Россия; fsa@npo-fsa.ru

Проведены эксперименты, позволившие получить данные, необходимые для проектирования систем “ГЕТ”. Рассмотрены различные модификации системы и для них с помощью физико-математического моделирования рассчитаны параметры системы “ГЕТ”. Существующая физико-математическая модель была дополнена введением параметра перегрева хладагента. Получена высокая степень корреляции между экспериментальными средними значениями температуры испарителя и рассчитанными по модели величинами. Определен параметр перегрева для разных конфигураций системы “ГЕТ”, заправленной аммиаком.

Термостабилизация, грунт, температурное поле, система охлаждения, параметр перегрева, горизонтальная естественно действующая трубчатая система

HORIZONTAL EVAPORATOR TUBE (HET) THERMOSYPHONS: PHYSICAL-MATHEMATICAL MODELING AND EXPERIMENTAL DATA, COMPARED

A.A. Ishkov¹, G.V. Anikin¹, G.M. Dolgikh², S.N. Okunev²

¹Earth Cryosphere Institute, SB RAS, P/O box 1230, Tyumen, 625000, Russia; a.ishkov1988@yandex.ru, anikin@ikz.ru
²ООО НПО “Fundamentstroyarkos”, 12, Novatorov str., Tyumen, 625014, Russia; fsa@npo-fsa.ru

New experiments have provided data necessary for designing thermosyphons with horizontal evaporator tubes (HET systems). A physical-mathematical model with different input parameters was used to describe the operation of a HET system in various modifications. The model includes temperature excess in the working fluid as a correction added to the previous model version to improve the fit between the computed and measured average evaporator temperatures. The excess temperatures have been estimated for different configurations of HET systems charged with ammonia.

Thermal stabilization, soil, temperature field, overheating, thermosyphon, HET system

ВВЕДЕНИЕ

В то время как запасы углеводородов в Западной Сибири переходят в разряд трудноизвлекаемых, коллекторы Восточной Сибири, а также регионов Арктики приобретают все больший интерес у инвесторов, как потенциально выгодные. Происходит активное обустройство этих районов, которое сопровождается масштабным строительством нефтедобывающих кустовых площадок и сопутствующей инфраструктуры. Однако при освоении этих регионов возникает ряд проблем, и одна из главных – это угроза растепления многолетнемерзлых грунтов при взаимодействии с промышленными объектами и, как следствие, потеря устойчивости фундамента с последующим разрушением. Для предотвращения этих последствий активно применяются так называемые сезонно-охлаждающие устройства (СОУ). Данные устройства выступают в роли “теплового диода”, пропу-

скавая холод в холодное время года и прекращая работать в теплое. Существует несколько широко используемых на практике видов СОУ: одиночные СОУ, глубинные СОУ, горизонтальные естественно действующие трубчатые системы типа “ГЕТ”, вертикальные естественно действующие трубчатые системы типа “ВЕТ”, коллекторные СОУ [Долгих и др., 2008].

До того как системы термостабилизации были внедрены в практику строительства, подобные системы применялись в атомной и металлургической промышленности для охлаждения высокотемпературных конструктивных частей атомных реакторов и доменных печей [Кутепов и др., 1986; Пиоро и др., 1991], где тепловые нагрузки на элементы охлаждающего устройства на порядки превосходили аналогичные величины, характерные для процессов теплообмена в грунтах оснований сооружений.

В настоящей статье рассмотрена работа экспериментального стенда системы типа “ГЕТ” с разными входящими параметрами, такими как длина испарителя, высота подъема конденсатора, удельная тепловая нагрузка, температура конденсатора [Долгих, Окунев, 1989]. В результате экспериментов получены средние значения температуры испарителя. Данная величина сравнивалась с расчетной, полученной в результате физико-математического моделирования.

Цель статьи – сопоставление экспериментальных и расчетных значений средней температуры испарителя системы “ГЕТ” разных конфигураций и определение параметра перегрева хладагента, возникающего во время работы установки.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Экспериментальная установка для определения параметров системы “ГЕТ” с длиной охлаждающих элементов от 200 до 800 м представляет собой систему температурной стабилизации, изготовленную в натуральную величину, с одним охлаждаемым элементом, выполненным из полиэтиленовой трубы [Долгих, Окунев, 1989]. Длина элемента изменяется путем подключения к системе трубы соответствующей длины. Система работает по принципу двухфазного термосифона с однонаправленным движением парожидкостного потока – хладагента. В качестве хладагента используется аммиак. Принципиальная схема экспериментальной установки приведена на рис. 1.

Конструктивно можно выделить две основные части экспериментальной установки: испарительная и коллекторно-конденсаторная. Испарительная часть представляет собой полиэтиленовую трубу, на наружной поверхности которой

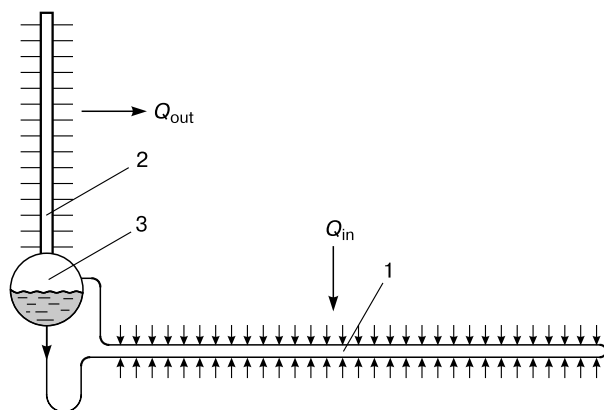


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки:

1 – испарительная часть; 2 – конденсаторная часть; 3 – коллектор; Q_{in} – входящий тепловой поток; Q_{out} – исходящий тепловой поток.

размещен электронагреватель. Коллекторно-конденсаторная часть – сварная секционная конструкция, размещенная на эстакаде для быстрого изменения высоты подъема конденсатора от 0.86 до 3.0 м. Для того чтобы наиболее точно задавать температуру конденсатора, в качестве источника низких температур используются холодильные компрессоры 2ФУ-12.

Электронагреватель представляет собой спирально уложенную алюминиевую фольгу шириной 63 мм и толщиной 0.065 мм с зазором между витками 4–5 мм (рис. 2). Электро- и гидроизоляция электронагревателя осуществляется защитной пленкой на основе полиэтилена. Подключение электронагревателя к источнику питания осуществляется через зажимы. На трубы испарителя надета скорлупа из пенополиуретана, внутри которой через каждые 25 метров находятся контрольно-измерительные приборы – термометры сопротивления (из платины). Измерение сопротивления осуществляется посредством цифровым мостом Щ-34 (класс точности 0.01/0.05) согласно ГОСТ 19876-81. Погрешность измерения температуры составляет 0.1 °С.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

Подготовка стенда к испытаниям проводилась перед экспериментами и включала следующие работы:

- проверка хладагента (аммиак) на плотность при давлении 1.5 МПа;
- вакуумирование системы до остаточного давления не более 3 кПа;
- заправка системы хладагентом;
- проверка наличия воздуха в системе.

Эксперимент осуществлялся при изменении следующих параметров:

- 1) длина труб испарителей 200–800 м;
- 2) удельный тепловой поток 9.46–57.10 Вт/м;
- 3) высота расположения коллектора (столба жидкости) относительно труб охлаждаемого элемента 0.86–3.0 м.

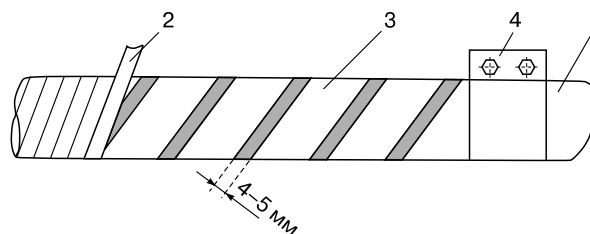


Рис. 2. Схема размещения нагревательного элемента на испарительной трубе:

1 – полиэтиленовая труба; 2 – защитная пленка; 3 – электронагреватель; 4 – зажимы.

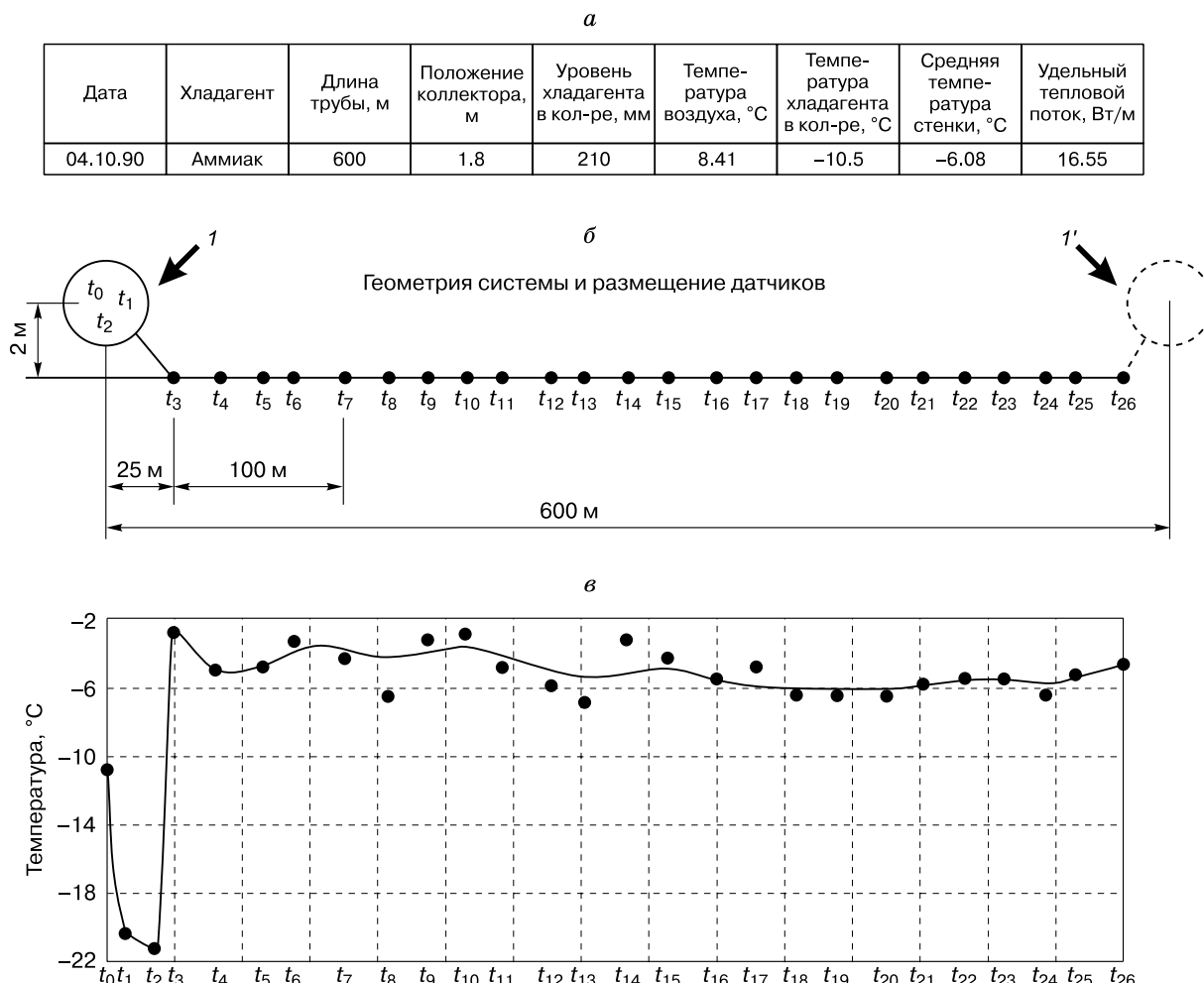


Рис. 3. Пример бланка оформления экспериментальных данных:

а – информация об эксперименте и входные параметры; б – высота размещения конденсаторов (1, 1') и схема размещения датчиков измерения температуры (t_1-t_{26}); в – график распределения температуры по длине испарителя. Конденсатор: 1 – с выходным участком испарителя; 1' – с входным участком испарителя.

Величина заданной тепловой нагрузки достигалась путем подачи соответствующей мощности на электронагреватель. Регулирование гидравлического напора осуществлялось за счет изменения высотного расположения коллектора.

Измерения температуры стенки трубы, коллекторов, конденсатора и воздуха производились термометрами сопротивления. Для исключения влияния нагрева на показания термометров сопротивления, расположенных на охлаждающем элементе, участок установки датчика не обогревался и теплоизолировался.

Полученные результаты оформлялись в виде бланка, пример которого дан на рис. 3.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Выполнены физико-математическое моделирование работы системы “ГЕТ” и сравнение полу-

ченных результатов с экспериментом. При моделировании системы “ГЕТ” в качестве входных параметров выступали следующие величины: длина труб испарителя (L_{ev} , м), высота подъема конденсатора относительно труб испарителя ($H_{кон}$, м), температура конденсатора ($t_{кон}$, °С) и удельная тепловая нагрузка на трубы испарителя (q , Вт/м) (табл. 1).

На выходе из модели было получено среднее значение температуры испарительной части системы “ГЕТ”, а также характеристики течения двухфазного потока хладагента. Однако в данной работе наиболее значимым параметром является средняя температура испарительной части системы “ГЕТ”, так как именно средние температуры испарителя, полученные в эксперименте и в результате моделирования, использовались для сопоставления, а также для последующей оценки

Таблица 1. Входные параметры для физико-математического моделирования работы системы “ГЕТ”

№ п/п	L_{ev} , м	H_{con} , м	q , Вт/м	t_{con} , °С
1	800	3.00	9.46	-2.25
2	400	0.86	11.85	-1.99
3	200	1.80	28.55	-6.50
4	400	0.86	9.50	-3.70
5	400	0.86	13.47	11.75
6	400	1.67	14.03	8.61
7	600	3.00	12.05	-4.25
8	600	1.80	9.35	-3.75
9	200	3.00	32.50	-5.00
10	400	3.00	31.68	-10.50
11	200	3.00	57.10	-15.00
12	400	1.67	21.89	11.98
13	200	1.80	48.10	-15.00

корректности физико-математической модели. Сравнение средних температур испарителя возможно потому, что температура испарителя по его длине слабо меняется [Феклистов и др., 2008]. Отметим, что осреднение температуры при физико-математическом моделировании находилось как сумма значений температуры на шаге дискретизации длины испарителя, деленная на количество шагов дискретизации. В эксперименте осреднение проводится как сумма температур всех датчиков, деленная на их количество.

Результаты, полученные экспериментально и путем физико-математического моделирования, представлены в табл. 2.

Результаты сопоставления средних температур испарителя, полученных при моделировании и в ходе эксперимента, приведены на рис. 4.

Как видно на рис. 4, данные физико-математического моделирования и эксперимента тесно связаны друг с другом, а достоверность коэффициента аппроксимации (R^2) составляет 96.12 %.

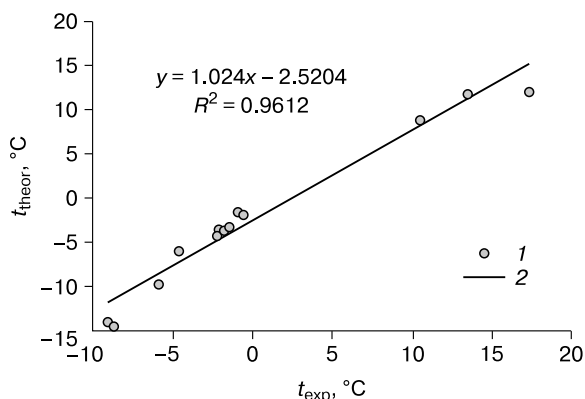


Рис. 4. Сопоставление экспериментальных (t_{exp}) и теоретических (t_{theor}) значений средней температуры испарителя системы “ГЕТ” (точки 1).

Линия 2 – аппроксимация методом наименьших квадратов.

Таблица 2. Результаты, полученные экспериментально и путем физико-математического моделирования

№ п/п	L_{ev} , м	H_{con} , м	q , Вт/м	t_{con} , °С	t_{exp} , °С	t_{theor} , °С
1	800	3.00	9.46	-2.25	-0.87	-1.55
2	400	0.86	11.85	-1.99	-0.53	-1.78
3	200	1.80	28.55	-6.50	-4.67	-5.99
4	400	0.86	9.50	-3.70	-2.06	-3.47
5	400	0.86	13.47	11.75	13.42	11.89
6	400	1.67	14.03	8.61	10.50	8.91
7	600	3.00	12.05	-4.25	-1.82	-3.49
8	600	1.80	9.35	-3.75	-1.54	-3.29
9	200	3.00	32.50	-5.00	-2.18	-4.17
10	400	3.00	31.68	-10.50	-5.95	-9.67
11	200	3.00	57.10	-15.00	-9.05	-13.95
12	400	1.67	21.89	11.98	17.37	12.24
13	200	1.80	48.10	-15.00	-8.65	-14.36

Согласно уравнению линии тренда, значение средней температуры испарителя, полученное путем моделирования, на 2.52 °С ниже, чем полученное в ходе эксперимента. Эта разница может быть обусловлена двумя факторами. Во-первых, во время проведения эксперимента происходят тепловые потери в термоизоляции испарителя, кроме того, нагревательные элементы влияют на термометрические датчики. Во-вторых, в существующей физико-математической модели заложено, что закипание хладагента происходит в момент достижения температуры кипения при давлении насыщения, тогда как на практике закипание хладагента происходит на некотором участке длины испарительной части “ГЕТ” за счет его перегрева. Так как в экспериментах нет участков, по которым можно было бы судить о тепловых потерях или о влиянии нагрева на термометрические данные (температура, как правило, плавно изменяется в некоторых пределах), то, вероятно, разница связана именно с перегревом хладагента [Долгих, Окунев, 1989].

Далее, введем понятие относительной длины испарителя в виде

$$y = \frac{x}{L_{ev}}, \quad (1)$$

где L_{ev} – длина испарительной части системы “ГЕТ”, м; x – расстояние от начала испарителя до текущей точки, изменяющееся в пределах от 0 до L_{ev} , м. Очевидно, что относительная длина испарителя изменяется в пределах от 0 до 1.

Выражение для определения y_{max} (относительной длины испарителя, на которой начинается кипение хладагента, д.ед.) имеет вид

$$y_{max} = \left(\frac{\rho_L g H_{con} - \Delta p_{con}}{dP_{sat}/dt_{con}} \right) \frac{C_{pL} G_L}{U}, \quad (2)$$

где Δp_{con} – давление, необходимое на преодоление сил трения, Па; ρ_L – плотность жидкого хладагента.

та, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; $H_{\text{кон}}$ – высота подъема конденсатора, м; C_{pL} – удельная теплоемкость жидкого хладагента при постоянном давлении, Дж/кг; G_L – поток жидкого хладагента на участке нагрева, л/ч; $dP_{\text{sat}}/dt_{\text{кон}}$ – зависимость давления насыщенного пара хладагента от температуры конденсатора, Па; U – полная тепловая мощность, подаваемая на испаритель, Вт.

Основное уравнение, описывающее работу системы “ГЕТ” [Аникин и др., 2011], имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} & \varphi_G(1)(\rho_L - \rho_G)gH_{\text{кон}} = \\ & = \frac{\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})(L_y + L_{\text{ун}} + y_{\text{max}}L_{\text{ев}})}{D} \frac{G_L^2}{2S_{\text{тр}}^2\rho_L} + \\ & + \int_{y_{\text{max}}}^1 \Phi_L^2(y')\xi(\text{Re}_L(y'), \bar{\Delta}) \frac{G_L(y')^2}{2DS_{\text{тр}}^2\rho_L} \frac{U}{q(y')} dy' + \\ & + \Phi_L^2(1) \frac{\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})(G_L(1))^2 L_z}{D} \frac{1}{2S_{\text{тр}}^2\rho_L} + \Delta pU, \quad (3) \\ & \Delta pU = \rho_L (V_L(1))^2 \varphi_L(1) + \\ & + \rho_G (V_G(1))^2 \varphi_G(1) - \rho_L (V_L(0))^2, \end{aligned}$$

где $\varphi_G(1)$ – истинное объемное газосодержание [Нигматулин, 1987а,б] на выходе из испарителя, д.ед.; $\varphi_L(1)$ – истинное объемное содержание жидкости на выходе из испарителя, д.ед.; $\Phi_L^2(1)$, $\Phi_L^2(y')$ – поправочные эмпирические коэффициенты; $\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})$ – коэффициент сопротивления трения, зависящий от числа Рейнольдса (Re_L) и относительной шероховатости трубы ($\bar{\Delta}$); D – диаметр трубы, м; $S_{\text{тр}}^2$ – площадь сечения трубы, м²; $G_L(y)$ – массовый расход жидкого хладагента на длине испарителя y , л/ч; G_L – массовый расход жидкого хладагента на участке испарителя, полностью заполненного жидкой фазой, л/ч; $q(y')$ – тепловой поток на единицу длины испарителя, Вт/м; L_y – длина трубы от ускорителя циркуляции до узла соединения, м; L_z – длина трубы от выхода из испарителя до входа в ускоритель циркуляции, м; $L_{\text{ун}}$ – длина трубы от узла соединения до входа в испаритель, м; $V_L(0)$, $V_L(1)$ – истинные скорости жидкости на входе и выходе из испарителя, м/с; $V_G(1)$ – истинная скорость пара на выходе из испарителя, м/с; Δp – перепад давления за счет ускорения парожидкостной смеси, Па; ρ_G – плотность паробразного хладагента, кг/м³.

Первый член в уравнении (3) характеризует перепад давления столба жидкости на участке от выхода из ускорителя циркуляции до входа в испаритель, второй – суммарный перепад давления, необходимый для преодоления трения на участке,

полностью заполненном жидкостью, третий – полное падение давления за счет трения на участке, где происходит фазовый переход, четвертый – перепад давления на преодоление трения в отводных трубах и пятый – перепад давления, обусловленный ускорением парожидкостной смеси.

Нахождение коэффициентов $\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})$ и Φ_L^2 подробно описано в работах [Идельчик, 1992; Аникин и др., 2011].

Поскольку расхождение данных по средней температуре испарителя, вероятно, связано с некорректным определением длины испарителя, с которой начинается кипение хладагента (y_{max}), запишем уравнение (2) с некоторой поправкой на перегрев хладагента. Это выражение принимает следующий вид:

$$y_{\text{max}} = \left(\frac{\rho_L g H_{\text{кон}} - \Delta p}{dP_{\text{sat}}/dt_{\text{кон}}} + dt_{\text{ex}} \right) \frac{C_{pL} G_L}{U}, \quad (4)$$

где dt_{ex} – параметр перегрева, °С.

Введенный параметр dt_{ex} показывает, насколько перегревается хладагент относительно температуры фазового перехода, прежде чем начинается его кипение и, соответственно, появляется газовая фаза в потоке.

Известно, что уравнение линии тренда, аппроксимированной прямой методом наименьших квадратов, имеет вид $y = kx + b$. Параметр dt_{ex} подбирается таким образом, чтобы коэффициент b в уравнении линии тренда был равен нулю, т. е. теория полностью соответствовала эксперименту (см. рис. 4). Методика подбора параметра dt_{ex} следующая. Параметр перегрева задается в виде линейного массива со значениями $dt_{\text{ex}} = [0.0; 2.5; 5.0; 7.5]$ °С. Для каждого значения dt_{ex} проводится моделирование системы “ГЕТ” при входящих параметрах, соответствующих конкретному эксперименту (см. табл. 1). Результаты моделирования представлены в табл. 3. Видно, что средняя температура испарителя изменяется линейно при увеличении параметра перегрева.

Далее необходимо найти такое значение параметра перегрева dt_{ex} , при котором средняя температура испарителя, полученная экспериментальным путем, будет соответствовать величине, полученной с помощью моделирования. Для этого использовалась функция “Тенденция”, которая входит в пакет Microsoft Office Excel. Таким образом, находим значения параметра перегрева для каждого эксперимента (табл. 4).

Для оценки достоверности проведенных экспериментов необходимо, чтобы система “ГЕТ” вышла на стационарный режим работы, в противном случае результат может быть некорректным.

Как видно из данных табл. 4, лишь часть экспериментов была проведена корректно. Например, в эксперименте № 1 перегрев хладагента со-

Таблица 3. Значения средней температуры испарителя в зависимости от параметра перегрева (dt_{ex}) при входящих параметрах конкретного эксперимента

№ п/п	L_{ev} , м	H_{con} , м	q , Вт/м	t_{con} , °C	t_{exp} , °C	dt_{ex} , °C			
						0.0	2.5	5.0	7.5
						Средняя температура испарителя, °C			
1	800	3.00	9.46	-2.25	-0.87	-1.54	-0.29	0.96	2.21
2	400	0.86	11.85	-1.99	-0.53	-1.78	-0.53	0.72	1.97
3	200	1.80	28.55	-6.50	-4.67	-5.98	-4.73	-3.48	-2.24
4	400	0.86	9.50	-3.70	-2.06	-3.47	-2.22	-0.97	0.28
5	400	0.86	13.47	11.75	13.42	11.89	13.14	14.39	15.64
6	400	1.67	14.03	8.61	10.50	8.91	10.16	11.41	12.66
7	600	3.00	12.05	-4.25	-1.82	-3.48	-2.23	-0.98	0.27
8	600	1.80	9.35	-3.75	-1.54	-3.29	-2.04	-0.79	0.46
9	200	3.00	32.50	-5.00	-2.18	-4.16	-2.91	-1.67	-0.42
10	400	3.00	31.68	-10.50	-5.95	-9.67	-8.40	-7.14	-5.88
11	200	3.00	57.10	-15.00	-9.05	-13.92	-12.67	-11.42	-10.17
12	400	1.67	21.89	11.98	17.37	12.24	13.49	14.74	15.99
13	200	1.80	48.10	-15.00	-8.65	-14.35	-13.10	-11.85	-10.60

Таблица 4. Полученные значения параметра перегрева хладагента для каждого эксперимента

№ п/п	L_{ev} , м	H_{con} , м	q , Вт/м	t_{con} , °C	t_{exp} , °C	Параметр перегрева хладагента, °C
1	800	3.00	9.46	-2.25	-0.87	1.34
2	400	0.86	11.85	-1.99	-0.53	2.50
3	200	1.80	28.55	-6.50	-4.67	2.63
4	400	0.86	9.50	-3.70	-2.06	2.82
5	400	0.86	13.47	11.75	13.42	3.07
6	400	1.67	14.03	8.61	10.50	3.18
7	600	3.00	12.05	-4.25	-1.82	3.32
8	600	1.80	9.35	-3.75	-1.54	3.50
9	200	3.00	32.50	-5.00	-2.18	3.98
10	400	3.00	31.68	-10.50	-5.95	7.36
11	200	3.00	57.10	-15.00	-9.05	9.74
12	400	1.67	21.89	11.98	17.37	10.27
13	200	1.80	48.10	-15.00	-8.65	11.41

Таблица 5. Решение физико-математической модели системы “ГЕТ” при $dt_{ex} = 3.125$ °C

№ п/п	L_{ev} , м	H_{con} , м	q , Вт/м	t_{con} , °C	t_{exp} , °C	t_{theor} , °C
1	400	0.86	11.85	-1.99	-0.53	-0.22
2	200	1.80	28.55	-6.50	-4.67	-4.42
3	400	0.86	9.50	-3.70	-2.06	-1.91
4	400	0.86	13.47	11.75	13.42	13.45
5	400	1.67	14.03	8.61	10.50	10.47
6	600	3.00	12.05	-4.25	-1.82	-1.91
7	600	1.80	9.35	-3.75	-1.54	-1.73
8	200	3.00	32.50	-5.00	-2.18	-2.60

ставил 1.34 °C. Возможно, это обусловлено тем, что работа системы не вышла на стационарный режим. В экспериментах № 10–13, наоборот, хладагент был перегрет до 7.36–11.41 °C. Вероятно, подобный перегрев свидетельствует о слишком высокой тепловой нагрузке на испаритель, а при выходе устройства на стационарный режим с большей долей вероятности на выходе из испарителя будет идти только газовая фаза хладагента, т. е. будет достигнута верхняя критическая тепловая нагрузка для данной конфигурации системы “ГЕТ” [Мельников и др., 2017]. Поэтому считаем указанные эксперименты некорректными (судя по параметру перегрева) и убираем их из общей выборки экспериментов.

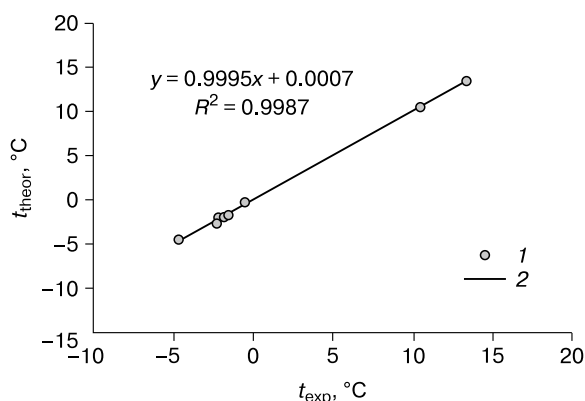


Рис. 5. Сопоставление экспериментальных (t_{exp}) и теоретических (t_{theor}) значений средней температуры испарителя системы “ГЕТ” (точки 1) после введения параметра перегрева.

Линия 2 – аппроксимация методом наименьших квадратов.

Далее, учитывая те или иные отклонения, которые могли возникнуть во время эксперимента, возьмем среднее значение параметра перегрева по всем оставшимся экспериментам, которое равно $dt_{ex} = 3.125$ °С. Именно это значение будем считать истинным параметром перегрева хладагента для всех конфигураций системы “ГЕТ”, заправленной аммиаком.

Теперь найдем решение физико-математической модели с полученным параметром перегрева. Значения средней температуры испарителя приведены в табл. 5.

На рис. 5 дано сопоставление экспериментальной средней температуры испарителя и величины, полученной путем решения физико-математической модели с найденным параметром перегрева. На рис. 5 видно, что коэффициент b нивелировался и, следовательно, эксперимент полностью соответствует физико-математической модели с введенным в нее параметром перегрева. Угол наклона линии тренда равен 44.99°.

Полученные в данной работе результаты позволяют более корректно рассчитывать температурный режим работы системы “ГЕТ”. В отличие от предыдущего метода [Аникин, 2009; Аникин и др., 2011; Мельников и др., 2017], значения температуры испарителя системы получаются несколько выше, что связано с перегревом хладагента прежде, чем он закипит. Характер найденной в данной работе зависимости между сравниваемыми параметрами однозначно определяет поведение системы как при более высоких, так и при более низких температурах конденсаторного блока.

ВЫВОДЫ

1. На основе экспериментальных исследований в существующую физико-математическую модель функционирования системы “ГЕТ” введен параметр, отвечающий за перегрев хладагента. После введения параметра перегрева отмечено, что средняя температура испарителя, полученная в результате физико-математического моделирования, увеличилась на 1.57 °С.

2. Параметр перегрева хладагента (аммиака) системы “ГЕТ” равен 3.125 °С. Данный параметр достоверен для различных конструктивных решений системы “ГЕТ”: высота подъема конденсатора от 0.86 до 3.0 м, длина труб испарителя от 200 до 600 м, температура конденсаторного блока от –6.50 до 11.75 °С, а также при различных значениях удельной тепловой нагрузки от 9.35 до 32.50 Вт/м.

3. Зависимость средних температур испарителя, полученных при моделировании и в ходе эксперимента, имеет достоверность аппроксимации 99.87 %, а коэффициент при k линии тренда равен

0.9995, т. е. отклонений не наблюдается. Поэтому физико-математическая модель однозначно описывает функционирование системы как при положительных, так и при отрицательных температурах.

Литература

Аникин Г.В. Компьютерное моделирование работы систем горизонтального охлаждения грунтов. М., 2009. Деп. в ВИНИТИ 30.10.2009, № 674-B2009.

Anikin, G.V., 2009. Simulating the Operation of Cooling Systems with Horizontal Evaporator Tubes. IKZ, Moscow, Deposited at VINITI 30.10.2009, No. 674-V2009. (in Russian)

Аникин Г.В., Плотников С.Н., Спасеникова К.А. Компьютерное моделирование тепломассопереноса в системах горизонтального охлаждения грунтов // Криосфера Земли, 2011, т. XV, № 1, с. 33–39.

Anikin, G.V., Plotnikov, S.N., Spasennikova, K.A., 2011. Computer simulation of heat-mass exchange in the systems of horizontal ground cooling. Earth's Cryosphere XV (1), 33–39.

Долгих Г.М., Окунев С.Н. Разработка природоохранных мероприятий, экологически безвредных технологий и оборудования для освоения газовых и газоконденсатных месторождений полуострова Ямал // Отчет о НИР. Тюмень, Гипротюменнефтегаз, 1989, 152 с.

Dolgikh, G.M., Okunev, S.N., 1989. Nature Conservation Measures, Environment-Friendly Technologies, and Equipment for Development of New Gas and Condensate Fields in the Yamal Peninsula. Research Activity Report. Giprotymenneftegaz, Tyumen, 152 pp. (in Russian)

Долгих Г.М., Окунев С.Н., Поденко Л.С., Феклистов В.Н. Надежность, эффективность и управляемость систем температурной стабилизации вечномерзлых грунтов оснований зданий и сооружений // Материалы Междунар. конф. “Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзлотоведения”. Тюмень, 2008, т. 2, с. 34–39.

Dolgikh, G.M., Okunev, S.N., Podenko, L.S., Feklistov, V.N., 2008. Stability, high performance, and manageability of systems for thermal stabilization of permafrost under buildings and engineering structures, in: Resources of Polar and Highland Areas. State and Prospects of Geocryology. Proc. Intern. Conf. Book 2, Tyumen, pp. 34–39.

Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Машиностроение, 1992, 616 с.

Idelchik, I.E. (Ed.), 1992. Hydraulic Resistance. A Handbook. Mashinostroenie, Moscow, 616 pp. (in Russian)

Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании / А.М. Кутепов, А.С. Стерман, А.Г. Стюшин. М., Высш. шк., 1986, 448 с.

Kutepov, A.M., Sterman, A.S., Stiushin, A.G., 1986. Fluid Dynamics and Heat Transfer in Vapor Formation. Vysshaya Shkola, Moscow, 448 pp. (in Russian)

Мельников В.П., Аникин Г.В., Ишков А.А., Плотников С.Н., Спасеникова К.А. Параметры верхних и нижних тепловых нагрузок, ограничивающих функционирование горизонтальной естественно действующей трубчатой системы // Криосфера Земли, 2017, т. XXI, № 3, с. 41–48.

Melnikov, V.P., Anikin, G.V., Ishkov, A.A., Plotnikov, S.N., Spasennikova, K.A., 2017. Maximum and minimum critical thermal loads constraining the operation of thermosyphons with horizontal evaporator tubes (HET). Earth's Cryosphere XXI (3), 38–44.

Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. I. М., Наука, 1987а, 464 с.

Nigmatulin, R.I., 1987a. Dynamics of Muti-Phase Media. Book I. Nauka, Moscow, 464 pp. (in Russian)

Нигматулин Р.И. Динамика многофазных сред. Ч. II. М., Наука, 1987б, 360 с.

Nigmatulin, R.I., 1987b. Dynamics of Muti-Phase Media. Book II. Nauka, Moscow, 360 pp. (in Russian)

Пиоро И.Л. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами / И.Л. Пиоро, В.А. Антоненко, Л.С. Пиоро. Киев, Наук. думка, 1991, 246 с.

Pioro, I.L., Antonenko, V.A., Pioro, L.S., 1991. Efficient Heat Exchange Systems with Two-Phase Thermosyphons. Naukova Dumka, Kiev, 246 pp. (in Russian)

Феклистов В.Н., Долгих Г.М., Окунев С.Н., Паздерин Д.С. Исследование охлаждающей системы типа "ГЕТ" для термостабилизации грунтовых оснований // Материалы Междунар. конф. "Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзловедения". Тюмень, 2008, т. 2, с. 165–168.

Feklistov, V.N., Dolgikh, G.M., Okunev, S.N., Pazderin, D.S., 2008. Investigation into HET thermosyphons for soil stabilization, in: Resources of Polar and Highland Areas. State and Prospects of Geocryology. Proc. Intern. Conf. Book 2, Tyumen, pp. 165–168.

*Поступила в редакцию
24 октября 2017 г.*