

НАДЕЖНОСТЬ ОСНОВАНИЙ И СООРУЖЕНИЙ В КРИОЛИТОЗОНЕ

УДК 624.139

DOI: 10.21782/KZ1560-7496-2017-3(41-48)

ПАРАМЕТРЫ ВЕРХНИХ И НИЖНИХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК,
ОГРАНИЧИВАЮЩИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ
ЕСТЕСТВЕННО ДЕЙСТВУЮЩЕЙ ТРУБЧАТОЙ СИСТЕМЫ

В.П. Мельников^{1–3}, Г.В. Аникин⁴, А.А. Ишков⁴, С.Н. Плотников⁴, К.А. Спасенникова⁴

¹ Тюменский государственный университет, 625003, Тюмень, ул. Володарского, 6, Россия; melnikov@ikz.ru

² Тюменский научный центр СО РАН, 625026, Тюмень, ул. Малыгина, 86, Россия

³ Тюменский индустриальный университет, 625000, Тюмень, ул. Володарского, 38, Россия

⁴ Институт криосферы Земли СО РАН, 625000, Тюмень, а/я 1230, Россия;
anikin@ikz.ru, a.ishkov1988@yandex.ru, plotnikov59@yandex.ru, kspasennikova@gmail.com

На основе математической модели, полученной ранее, произведено численное моделирование горизонтальной естественно действующей трубчатой системы и впервые получены параметры нижней и верхней критической тепловой нагрузки, при которых она прекращает стабильно функционировать. При тепловом потоке на трубы испарительной части горизонтальной естественно действующей трубчатой системы, равном нижней и верхней критической тепловой нагрузке, получены характеристики двухфазного состояния хладагента в различных узлах системы. Рассмотрено влияние конструктивных особенностей горизонтальной естественно действующей трубчатой системы на величину нижней и верхней критической тепловой нагрузки.

Тепломассоперенос, горизонтальная естественно действующая трубчатая система, моделирование

MAXIMUM AND MINIMUM CRITICAL THERMAL LOADS CONSTRAINING
THE OPERATION OF THERMOSYPHONS WITH HORIZONTAL EVAPORATOR TUBES (HET)

V.P. Melnikov^{1–3}, G.V. Anikin⁴, A.A. Ishkov⁴, S.N. Plotnikov⁴, K.A. Spasennikova⁴

¹ Tyumen State University, 6, Volodarskogo str., Tyumen, 625003, Russia; melnikov@ikz.ru

² Tyumen Scientific Center, SB RAS, 86, Malygina str., Tyumen, 625026, Russia

³ Tyumen Industrial University, 38, Volodarskogo str., Tyumen, 625000, Russia

⁴ Earth Cryosphere Institute, SB RAS, P/O box 1230, Tyumen, 625000, Russia;
anikin@ikz.ru, a.ishkov1988@yandex.ru, plotnikov59@yandex.ru, kspasennikova@gmail.com

The operation of refrigeration systems based on natural convection (two-phase thermosyphons), with horizontal evaporator tubes (HET) is simulated using a previously obtained model. The modeling provides upper and lower constraints on thermal loads at which sustainable operation of the system breaks down. Parameters of the two-phase fluid flow in different system units are calculated at heat fluxes to the evaporator tubes corresponding to the minimum and maximum critical thermal loads. The critical loads are estimated for different system configurations.

Heat and mass transfer, thermosyphon, horizontal evaporator tubes, simulation

ВВЕДЕНИЕ

В последнее время углеводородные ресурсы, расположенные в полярных регионах России, все чаще становятся объектом разработки крупных нефтяных компаний. Однако при строительстве и эксплуатации различного рода инфраструктур на нефтяных месторождениях может возникнуть ряд проблем, главной из которых является потеря несущей способности многолетнемерзлых пород (ММП). Избежать ее позволяет сохранение температурного режима многолетнемерзлых грунтов

путем использования сезонно действующих охлаждающих устройств [Основы..., 1999; Долгих и др., 2015], в частности, горизонтальных естественно действующих трубчатых систем (ГЕТ) [Феклистов и др., 2008]. Эти системы в силу своей эффективности и экономичности приобретают все большую популярность.

Численные реализации решения нестационарного уравнения теплопроводности с фазовым переходом, с учетом функционирования системы

ГЕТ, приведены в [Аникин, Спасенникова, 2012; Долгих и др., 2015].

Цель настоящей работы – нахождение нижней и верхней критических тепловых нагрузок системы ГЕТ, при которых она перестанет стабильно функционировать. При изменении величины тепловой нагрузки будут меняться и термодинамические характеристики хладагента. Определив критические значения тепловых нагрузок, можно найти соответствующие им термодинамические характеристики хладагента.

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ БЛОКИ СИСТЕМЫ ГЕТ

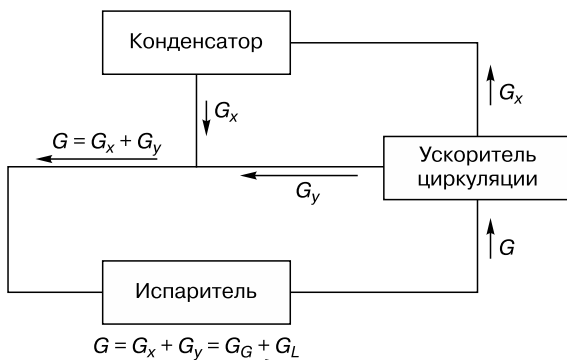
В целом систему ГЕТ можно подразделить на три составляющие: горизонтальные охлаждающие трубы – испаритель; конденсаторные блоки; ускоритель циркуляции.

Горизонтальные охлаждающие трубы находятся в грунте основания и предназначены для охлаждения, последующего замораживания грунта и сохранения мерзлого состояния. Испаритель представляет собой стальную трубу, уложенную горизонтально в виде прямолинейных и криволинейных участков с поворотами на 90–180°.

Конденсаторный блок вынесен на некоторую высоту относительно охлаждающих труб. В нем происходит конденсация паров хладагента за счет естественной конвекции и силы тяжести, а также дальнейшее течение хладагента по системе.

Ускоритель циркуляции представляет собой стальную трубу большего, чем испаритель, диаметра, вследствие чего происходит сепарация жидкой фазы хладагента и его паров.

Принцип работы системы ГЕТ отражен на блок-схеме (см. рисунок). В испаритель входит поток жидкого хладагента G , который есть сумма двух потоков – G_x и G_y . Поток G_x попадает в испаритель из конденсатора, а поток G_y из ускорителя циркуляции [Аникин и др., 2011]. В испарителе поток G при некоторой длине закипает и далее по системе движется поток жидкости G_L и пара G_G , причем поток пара с увеличением длины возрастает.



Блок-схема установки ГЕТ (пояснения в тексте).

Математическое моделирование системы ГЕТ подробно описано в работах [Аникин, 2009; Аникин и др., 2011]. Однако вопрос о том, при каких тепловых нагрузках на испаритель работа системы ГЕТ нарушается, никем не рассмотрен. Именно этому вопросу посвящена настоящая работа.

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ГЕТ

Для удобства последующих рассуждений введем понятие относительной длины испарителя:

$$y = \frac{x}{L_i},$$

где L_i – длина испарительной части системы ГЕТ; x – расстояние от начала испарителя до текущей точки, изменяющееся в пределах от 0 до L_i .

Таким образом, относительная длина испарителя изменяется от 0 до 1.

Согласно работе [Аникин и др., 2011], длина участка нагрева задается выражением

$$y_{\max} = \frac{(\rho_L g H_c - \Delta p) C_{pL} G}{A_c U},$$

$$A_c = A(T_c),$$

$$A(T_c) = \frac{dp_{LG}(T_c)}{dT_c},$$

где y_{\max} – относительная длина контура, при котором начинается кипение хладагента, д. ед.; Δp – давление, необходимое для преодоления сил трения, Па; ρ_L – плотность жидкого хладагента, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с²; H_c – высота подъема конденсатора, м; C_{pL} – удельная теплоемкость жидкого хладагента при постоянном давлении, Дж/кг; G – поток хладагента на участке нагрева, л/ч (здесь и далее массовый расход для удобства пересчитан в л/ч жидкого хладагента посредством формулы $[G \cdot 1000 \cdot 3600] / \rho_L$); $dp_{LG}(T_c)$ – зависимость давления насыщенного пара хладагента от температуры конденсатора; U – полная тепловая мощность, подаваемая на испаритель, Вт.

В результате многочисленных расчетов [Аникин, 2009; Аникин и др., 2011; Аникин, Спасенникова, 2012] выяснено, что величина Δp много меньше $\rho_L g H_c$, поэтому ей можно пренебречь без потери точности.

Тогда получаем

$$y_{\max} = \frac{\rho_L g H_c C_{pL} G}{A_c U}.$$

Таким образом, имеем два ярко выраженных участка в системе ГЕТ: при $0 < y \leq y_{\max}$ – участок нагрева, а при $y_{\max} < y \leq 1$ – участок кипения.

Рассмотрим два критических случая тепловой нагрузки, поступающей на испаритель системы ГЕТ из грунта: это верхняя и нижняя тепловые нагрузки соответственно. Критическими тепловыми нагрузками называются такие нагрузки на ис-

паритель системы ГЕТ, при которых работа системы прекращается. Считаем, что нагрев испарителя происходит равномерно, т. е. $q = \text{const}$. Согласно вышесказанному, функционирование системы ГЕТ представляет собой условие вида

$$q_{\text{cr}}^{\min} < q < q_{\text{cr}}^{\max}.$$

Верхние тепловые нагрузки q_{cr}^{\max} подробно описаны во многих работах (см., например, [Теплопередача..., 1980]). Если рассмотреть данный вид нагрузки применительно к системе ГЕТ, то при тепловом потоке на трубы испарителя, большем верхней критической тепловой нагрузки ($q \geq q_{\text{cr}}^{\max}$), происходит быстрое (практически мгновенное) закипание хладагента, а длина участка нагрева $y_{\text{max}} \ll 1$. Далее на участке испарителя незначительной длины $y < 1$ весь хладагент претерпевает фазовый переход, и на выходе из системы будет идти только газовая фаза хладагента. Очевидно, что при этом работа системы ГЕТ прекращается.

При тепловом потоке на трубы испарителя, меньшем нижней критической тепловой нагрузки ($q \leq q_{\text{cr}}^{\min}$), наоборот, длина участка нагрева является существенной $0.5 < y_{\text{max}} < 1$, и хотя работа системы ГЕТ продолжается, фактически она становится низкоэффективной. Действительно, если участок нагрева становится очень большим или занимает всю длину испарителя, т. е. $y_{\text{max}} = 1$, то работа системы прекращается. Однако в реальной системе работа прекратится, когда $y_{\text{max}} < 1$.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ГЕТ

При численном моделировании системы ГЕТ была использована математическая модель, подробно описанная в [Аникин, 2009; Аникин и др., 2011].

Приведем без вывода основное уравнение, названное уравнением ГЕТ:

$$\begin{aligned} \varphi_G(1)(\rho_L - \rho_G)gH_c = & \frac{\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})L_y}{D} \frac{G_y^2}{2S_t^2 \rho_L} + \\ & + \frac{\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})(L_{\text{un}} + y_{\text{max}}L_i)}{D} \frac{G^2}{2S_t^2 \rho_L} + \\ & + \int_{y_{\text{max}}}^1 \Phi_L^2(y') \xi(\text{Re}_L(y'), \bar{\Delta}) \frac{G_L(y')^2}{2DS_t^2 \rho_L} \frac{U}{q(y')} dy' + \\ & + \Phi_L^2(1) \frac{\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})(G_L(1))^2 L_z}{D 2S_t^2 \rho_L} + \Delta p U, \\ \Delta p U = & \rho_L (v_L(1))^2 \varphi_L(1) + \rho_G (v_G(1))^2 \varphi_G(1) - \rho_L (v_L(0))^2, \end{aligned}$$

где $\varphi_G(1)$ – истинное объемное газосодержание на выходе из испарителя, д. ед.; $\varphi_L(1)$ – истинное объ-

емное содержание жидкости на выходе из испарителя, д. ед.; $\Phi_L^2(1)$ – поправочный эмпирический коэффициент; $\xi(\text{Re}_x, \bar{\Delta})$ – коэффициент сопротивления трения, зависящий от числа Рейнольдса и относительной шероховатости трубы; D – диаметр трубы, м; S_t^2 – площадь сечения трубы, м²; $G_L(y)$ – массовый расход жидкого хладагента, л/ч; q – 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_{un} – длина трубы от узла соединения до входа в испаритель, м; $v_L(0)$ и $v_L(1)$ – истинные скорости жидкости на входе в испаритель и выходе из него, м/с; $v_G(1)$ – истинная скорость пара на выходе из испарителя, м/с.

Первый член уравнения характеризует перепад давления столба жидкости на участке от выхода из ускорителя циркуляции до входа в испаритель, второй и третий – суммарный перепад давления, необходимый для преодоления трения на участке, полностью заполненном жидкостью, четвертый – полное падение давления за счет трения на участке, на котором происходит фазовый переход, пятый – перепад давления на преодоление трения в отводных трубах и шестой член – перепад давления, обусловленный ускорением парожидкостной смеси.

Согласно [Идельчик, 1992], находим

$$\begin{aligned} \xi(\text{Re}, \bar{\Delta}) = & \xi_1(\text{Re})(1 - p_1(\text{Re})) + \\ & + \xi_2(\text{Re})p_1(\text{Re})(1 - p_2(\text{Re}, \bar{\Delta})) + \xi_3(\bar{\Delta})p_1(\text{Re})p_2(\text{Re}, \bar{\Delta}), \end{aligned}$$

где

$$\xi_1(\text{Re}) = \frac{64}{\text{Re}}; \xi_2(\text{Re}) = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}}; \xi_3(\bar{\Delta}) = \left(1.8 \log \frac{8.3}{\bar{\Delta}}\right)^{-2};$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\delta h}{D}; \text{Re} = \frac{GD}{S_t \mu}; p_1(\text{Re}) = 0.5 \left(1 + \text{erf}\left(\frac{\text{Re} - 2850}{600\sqrt{2}}\right)\right);$$

$$p_2(\text{Re}, \bar{\Delta}) = \text{erf}\left(\frac{\text{Re} \bar{\Delta}}{275\sqrt{2}}\right).$$

Здесь δh – абсолютная шероховатость трубы, м; μ – динамическая вязкость однофазного потока, Па·с.

Выражение для нахождения коэффициента Φ_L^2 , необходимого для перехода от однофазного течения к двухфазному, записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} \Phi_L^2 = & 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}; \\ X = & \left(\frac{\xi(\text{Re}_L, \bar{\Delta})}{D} \frac{G_L^2}{2S_t^2 \rho_L}\right)^{1/2} \left(\frac{\xi(\text{Re}_G, \bar{\Delta})}{D} \frac{G_G^2}{2S_t^2 \rho_G}\right)^{-1/2}, \end{aligned}$$

где X – параметр Локкарта–Мартинели; C – константа, заданная табл. 1.

Таблица 1. Значения параметра C для разных режимов течения жидкого и газообразного хладагента в системе

Жидкая фаза	Газовая фаза	C
Турбулентная	Турбулентная	20
Ламинарная	Турбулентная	12
Турбулентная	Ламинарная	10
Ламинарная	Ламинарная	5

Согласно [Clayton, 2006], для $\varphi_G(y)$ и $\varphi_L(y)$ выполняется соотношение

$$\varphi_L(y) = \frac{1}{(\Phi_L^2(y))^{1/3}}, \quad \varphi_G(y) = 1 - \varphi_L(y).$$

В качестве теплоносителя в системе выступает аммиак. Теплофизические характеристики аммиака приведены в табл. 2.

Ниже представлены результаты численного моделирования для различных конструктивных решений системы ГЕТ. Для нахождения верхних и нижних критических тепловых нагрузок в качестве входного условия выступали заданные пользователем тепловые нагрузки; спектр тепловых нагрузок: значения q от 0 до 150 с шагом 0.01. Как сказано выше, не при каждом значении тепловой нагрузки может быть найдено решение системы. Таким образом, перебирая в цикле значения q , находим множество решений. Первое из полученных решений и соответствующий этому решению тепловой поток q – это нижняя критическая тепловая нагрузка q_{cr}^{min} . С верхней критической тепло-

вой нагрузкой дело обстоит несколько иначе. При больших значениях тепловой нагрузки q решение всегда имеется. Поэтому из списка полученных решений выбираем такое значение q , при котором на выходе из испарителя идет только газ. Это и есть величина верхней критической тепловой нагрузки q_{cr}^{max} .

В табл. 3 приведены значения нижней критической тепловой нагрузки q_{cr}^{min} при различных значениях высоты подъема конденсатора над испарителем H_c , длины испарителя L_i и температуры хладагента в конденсаторе t_c , выраженной в градусах Цельсия ($t_c = T_c - 273.15$).

Параметры системы ГЕТ при нижних критических тепловых нагрузках приведены в табл. 4, 5: t_{av} – средняя температура в испарителе, °C; t_{max} – максимальная температура в испарителе, °C; t_{out} – температура на выходе из испарителя, °C; $\chi_G(1)$ – массовое расходное газосодержание на выходе из испарителя, д. ед.; U – полная мощность системы ГЕТ, Вт; $f = G_L(1)/G_G(1)$; R_{in} – истинное значение внутреннего термического сопротивления системы ГЕТ, °C/Вт; R_{in}^0 – приближенное аналитическое значение термического сопротивления, °C/Вт.

Выражения для нахождения внутренних термических сопротивлений R_{in}^0 и R_{in} имеют следующий вид:

$$R_{in}^0 = \frac{0.5\rho_L g H_c}{U A_c}; \quad R_{in} = \frac{t_i - t_c}{U},$$

где t_i , t_c – температуры испарителя и конденсатора соответственно, °C.

Таблица 2. Теплофизические характеристики аммиака

$t, ^\circ\text{C}$	$\eta_G \cdot 10^{-5}$	$\eta_L \cdot 10^{-3}$	$Cp_L, \text{Дж/кг}$	$r_{LG} \cdot 10^6, \text{Дж/м}^3$	ρ_L	ρ_G
	м ² /с				кг/м ³	
-60	0.710	0.380	4370	1.441	713.70	0.214
-40	0.790	0.280	4440	1.389	690.16	0.647
-20	0.890	0.230	4510	1.329	664.93	1.609
0	0.950	0.190	4600	1.263	638.48	3.464
20	1.030	0.154	4720	1.188	610.29	6.701
40	1.120	0.126	4900	1.101	579.43	12.038

Примечание. t – температура; η_G – кинематическая вязкость газообразной фазы хладагента; η_L – кинематическая вязкость жидкой фазы хладагента; Cp_L – теплоемкость жидкой фазы хладагента; r_{LG} – скрытая теплота фазового перехода; ρ_L – плотность жидкой фазы хладагента; ρ_G – плотность газообразной фазы хладагента.

Таблица 3. Значения нижней тепловой нагрузки (Вт/м) в зависимости от параметров системы ГЕТ

$H_c, \text{м}$	$L_i, \text{м}$	$t_c, ^\circ\text{C}$		
		-40	-20	0
2.5	200	8.92	4.00	2.92
2.5	400	3.25	1.15	0.76
5.0	200	20.80	11.88	5.77
5.0	400	7.45	4.38	2.02

Таблица 4. Параметры системы ГЕТ при $H_c = 2.5$ м, $L_i = 200, 400$ м и нижней критической тепловой нагрузке

Определяемые параметры системы ГЕТ	Конфигурации ГЕТ					
	$H_c = 2.5$ м, $L_i = 200$ м			$H_c = 2.5$ м, $L_i = 400$ м		
	Температура конденсатора $t_{c,}$ °C					
	-40	-20	0	-40	-20	0
q_{cr}^{min} , Вт/м	8.92	4.00	2.92	3.25	1.15	0.76
t_{av} , °C	-37.72	-19.05	0.61	-37.71	-19.04	0.62
t_{max} , °C	-36.23	-18.46	0.86	-36.22	-18.43	0.88
t_{out} , °C	-38.34	-18.85	0.68	-38.36	-18.58	0.77
$G_L(1)$, л/ч	262.24	410.04	379.63	183.26	257.31	221.87
$G_L(0)$, л/ч	268.95	413.30	382.24	188.15	259.19	223.23
$G_G(1)$, л/ч	6.70	3.26	2.61	4.88	1.87	1.36
$\chi_G(1)$, д. ед.	0.025	0.008	0.007	0.03	0.01	0.01
$\varphi_G(1)$, д. ед.	0.62	0.40	0.31	0.63	0.27	0.21
Δp , 10^4 Па	1.05	0.66	0.48	1.06	0.43	0.32
$\Sigma\Phi_L$, 10^3 Па	8.28	3.01	2.75	8.94	1.56	1.83
ΔpX , 10^3 Па	1.12	2.94	1.70	1.06	2.63	1.34
ΔpL , 10^3 Па	1.09	0.59	0.31	0.59	0.13	0.08
ΔpU , Па	35.28	22.15	11.46	17.99	5.18	2.44
$v_G(1)$, м/с	6.01	1.75	0.82	4.35	1.52	0.63
$v_L(1)$, м/с	0.36	0.36	0.29	0.26	0.18	0.15
$v_L(0)$, м/с	0.14	0.22	0.20	0.10	0.14	0.12
U , Вт	1784	800	584	1300	460	304
f	39.13	125.80	145.58	37.53	137.29	163.44
y_{max} , д. ед.	0.53	0.68	0.46	0.51	0.76	0.53
R_{in}^0 , 10^{-4} °C/Вт	1.23	1.21	0.83	1.69	2.10	1.60
R_{in} , 10^{-4} °C/Вт	1.28	1.19	1.05	1.76	2.08	2.04
R_{in}^0/R_{in}	0.96	1.01	0.80	0.96	1.01	0.79

Таблица 5. Параметры системы ГЕТ при $H_c = 5$ м, $L_i = 200, 400$ м и нижней критической тепловой нагрузке

Определяемые параметры системы ГЕТ	Конфигурации ГЕТ					
	$H_c = 5$ м, $L_i = 200$ м			$H_c = 5$ м, $L_i = 400$ м		
	Температура конденсатора $t_{c,}$ °C					
	-40	-20	0	-40	-20	0
q_{cr}^{min} , Вт/м	20.80	11.88	5.77	7.45	4.38	2.02
t_{av} , °C	-35.75	-18.03	1.01	-35.72	-18.00	0.98
t_{max} , °C	-32.79	-16.79	1.59	-32.77	-16.76	1.56
t_{out} , °C	-37.43	-18.18	1.25	-37.45	-18.21	1.26
$G_L(1)$, л/ч	270.40	489.58	569.41	185.73	342.04	419.50
$G_L(0)$, л/ч	286.03	499.26	574.56	196.92	349.17	423.11
$G_G(1)$, л/ч	15.63	9.68	5.15	11.19	7.14	3.61
$\chi_G(1)$, д. ед.	0.055	0.019	0.009	0.06	0.02	0.01
$\varphi_G(1)$, д. ед.	0.71	0.53	0.36	0.71	0.54	0.35
Δp , 10^4 Па	2.39	1.72	1.12	2.40	1.75	1.10
$\Sigma\Phi_L$, 10^3 Па	20.14	11.70	5.23	21.60	13.04	4.92
ΔpX , 10^3 Па	1.21	3.79	5.12	1.10	3.51	5.60
ΔpL , 10^3 Па	2.48	1.69	0.84	1.29	0.91	0.46
ΔpU , Па	101.37	60.68	33.25	50.75	30.99	17.45
$v_G(1)$, м/с	12.33	3.95	1.38	8.79	2.87	0.99
$v_L(1)$, м/с	0.48	0.54	0.47	0.34	0.39	0.34
$v_L(0)$, м/с	0.15	0.26	0.30	0.10	0.18	0.22
U , Вт	4160	2376	1154	2980	1752	808
f	17.30	50.57	110.50	16.59	47.92	116.27
y_{max} , д. ед.	0.50	0.60	0.66	0.48	0.57	0.68
R_{in}^0 , 10^{-4} °C/Вт	1.06	0.81	0.84	1.47	1.10	1.21
R_{in} , 10^{-4} °C/Вт	1.02	0.83	0.87	1.44	1.14	1.21
R_{in}^0/R_{in}	1.03	0.98	0.97	1.03	0.96	0.99

Таблица 6. Значения верхней тепловой нагрузки (Вт/м) в зависимости от параметров системы ГЕТ

$H_c, \text{ м}$	$L_i, \text{ м}$	$t_c, \text{ }^\circ\text{C}$		
		-40	-20	0
2.5	200	49.11	71.50	91.22
2.5	400	16.96	24.58	32.75
5.0	200	72.77	103.70	128.49
5.0	400	25.35	36.74	46.48

Таблица 7. Параметры системы ГЕТ при $H_c = 2.5 \text{ м}$, $L_i = 200, 400 \text{ м}$ и верхней критической тепловой нагрузке

Определяемые параметры системы ГЕТ	Конфигурации ГЕТ					
	$H_c = 2.5 \text{ м}, L_i = 200 \text{ м}$			$H_c = 2.5 \text{ м}, L_i = 400 \text{ м}$		
	Температура конденсатора $t_c, \text{ }^\circ\text{C}$					
	-40	-20	0	-40	-20	0
$q_{cr}^{max}, \text{ Вт/м}$	49.11	71.50	91.22	16.96	24.58	32.75
$t_{av}, \text{ }^\circ\text{C}$	-37.92	-19.04	0.50	-37.92	-19.03	0.50
$t_{max}, \text{ }^\circ\text{C}$	-35.99	-18.14	0.96	-35.99	-18.14	0.96
$t_{out}, \text{ }^\circ\text{C}$	-39.86	-19.93	0.03	-39.84	-19.92	0.04
$G_L(0), \text{ л/ч}$	37.64	59.12	82.24	25.99	40.82	59.17
$G_G(1), \text{ л/ч}$	36.90	58.26	81.47	25.48	40.06	58.50
$\Delta p, 10^4 \text{ Па}$	1.64	1.58	1.51	1.63	1.56	1.50
$\Sigma \Phi_L, 10^4 \text{ Па}$	1.50	1.45	1.40	1.56	1.50	1.45
$\Delta p_X, \text{ Па}$	4.15	6.37	13.16	3.37	3.72	6.68
$\Delta p_L, 10^3 \text{ Па}$	1.09	1.00	0.82	543.66	0.50	0.44
$\Delta p_U, \text{ Па}$	283.03	263.08	219.38	0.14	125.24	113.75
$v_G(1), \text{ м/с}$	21.26	13.01	8.10	14.74	9.01	5.85
$v_L(0), \text{ м/с}$	0.020	0.031	0.043	0.014	0.021	0.031
$U, \text{ Вт}$	9822	14 300	18 244	6784	9832	13 100
$y_{max}, \text{ л. ед.}$	0.014	0.007	0.004	0.014	0.007	0.004
$R_{in}^0, 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/Вт}$	2.24	0.67	0.27	3.24	0.98	0.37
$R_{in}, 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/Вт}$	2.11	0.67	0.27	3.07	0.99	0.38
R_{in}^0/R_{in}	1.06	1.00	0.98	1.05	0.99	0.97

Таблица 8. Параметры системы ГЕТ при $H_c = 5 \text{ м}$, $L_i = 200, 400 \text{ м}$ и верхней критической тепловой нагрузке

Определяемые параметры системы ГЕТ	Конфигурации ГЕТ					
	$H_c = 5 \text{ м}, L_i = 200 \text{ м}$			$H_c = 5 \text{ м}, L_i = 400 \text{ м}$		
	Температура конденсатора $t_c, \text{ }^\circ\text{C}$					
	-40	-20	0	-40	-20	0
$q_{cr}^{max}, \text{ Вт/м}$	72.77	103.70	128.49	25.35	36.74	46.48
$t_{av}, \text{ }^\circ\text{C}$	-36.16	-18.14	0.98	-36.14	-18.13	0.98
$t_{max}, \text{ }^\circ\text{C}$	-32.56	-16.39	1.89	-32.56	-16.39	1.89
$t_{out}, \text{ }^\circ\text{C}$	-39.75	-19.89	0.06	-39.72	-19.87	0.07
$G_L(0), \text{ л/ч}$	55.78	84.92	115.69	38.86	60.69	83.82
$G_G(1), \text{ л/ч}$	54.67	83.99	114.75	38.11	59.88	83.02
$\Delta p, 10^4 \text{ Па}$	3.29	3.17	3.03	3.28	3.15	3.02
$\Sigma \Phi_L, 10^4 \text{ Па}$	2.99	2.91	2.83	3.13	3.02	2.91
$\Delta p_X, \text{ Па}$	8.82	19.45	30.12	7.28	9.85	18.24
$\Delta p_L, 10^3 \text{ Па}$	2.32	2.00	1.59	1.16	1.05	854.18
$\Delta p_U, \text{ Па}$	619.23	543.41	433.29	301.76	277.53	227.81
$v_G(1), \text{ м/с}$	31.40	18.64	11.36	21.95	13.36	8.26
$v_L(0), \text{ м/с}$	0.029	0.044	0.061	0.020	0.032	0.044
$U, \text{ Вт}$	14 554	20 614	25 698	10 144	14 696	18 592
$y_{max}, \text{ л. ед.}$	0.029	0.013	0.007	0.029	0.013	0.007
$R_{in}^0, 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/Вт}$	3.02	0.94	0.38	4.33	1.31	0.52
$R_{in}, 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C/Вт}$	2.64	0.90	0.38	3.80	1.27	0.53
R_{in}^0/R_{in}	1.14	1.04	1.00	1.14	1.03	0.99

Рассмотрим теперь кризис кипения в системе ГЕТ. Он наступает при верхней критической тепловой нагрузке q_{cr}^{max} . При кризисе кипения на выходе из испарителя идет только пар и, следовательно, выполняются условия: $f = 0$, $\chi_G(1) = 1$, $\varphi_G(1) = 1$.

В табл. 6 приведены значения q_{cr}^{max} . Значения характеристик двухфазного потока при $q = q_{cr}^{max}$ даны в табл. 7, 8.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Для большего охвата данных рассмотрено несколько температурных режимов конденсаторной части системы ГЕТ: -40 , -20 и 0 °С, а также различные конфигурации самой системы ГЕТ: $H_c = 2.5, 5.0$ м, $L_i = 200, 400$ м.

Анализ данных, полученных при моделировании системы ГЕТ с тепловой нагрузкой на нее, равной нижней и верхней критическим, показывает, что температуры (средняя и на выходе) не сильно различаются. Однако при тепловом потоке, равном верхней тепловой нагрузке, температура на выходе из труб ГЕТ практически равна температуре конденсатора. Это говорит о том, что система работает на пределе возможностей – весь поток жидкого хладагента, который поступил в нее на входе, на конце испарителя переходит в газовое фазовое состояние. Поэтому к конденсатору устремляется весь объем хладагента, который имеется в системе, в виде газовой фазы. В конденсаторе происходит обратный фазовый переход газ–жидкость и отдача тепла в атмосферу. Интенсивный теплообмен парообразного хладагента с внутренней поверхностью конденсатора подкрепляется тем, что его скорость очень высока – более чем в 3 раза выше по сравнению с нижней тепловой нагрузкой.

Очевидно, что полные тепловые мощности системы ГЕТ при нижних и верхних критических тепловых нагрузках будут значительно отличаться друг от друга. Действительно, при прочих равных условиях отношения полных тепловых мощностей изменяются от 3 до 43 раз.

Прослеживается также четкая зависимость верхней и нижней критических нагрузок от высоты подъема конденсаторной части и длины испарителя. Так, при фиксированной высоте конденсатора и разной длине испарительной части отношение как нижних, так и верхних критических тепловых нагрузок относительно друг друга составляет в среднем 1.48, т. е. значения q_{cr}^{min} и q_{cr}^{max} в 1.48 раза меньше для $L_i = 400$ м, чем для $L_i = 200$ м. Однако при фиксированной длине испарительной части и разных высотах подъема конденсатора отношение нижних критических тепловых нагрузок в среднем равно 2.67, а верхних – 1.46.

Значения верхней и нижней критических нагрузок системы ГЕТ необходимы для правильной

оценки ее работоспособности в тех или иных условиях. Так, при проектировании и непосредственной укладке системы ГЕТ расстояние между трубами не регламентируется. Если принять такой параметр системы ГЕТ, как оптимальное расстояние между трубами (Δz_{opt}), то этой величине будет соответствовать оптимальный тепловой поток (q_{opt}) на единицу длины трубы испарителя. Фактически, Δz_{opt} – это такое расстояние между трубами испарителя, при котором будут соблюдены два условия: 1) грунт вокруг труб испарителя будет полностью заморожен; 2) влияние температур соседних труб (и тепловой поток соответственно) на рассматриваемую трубу будет либо мало, либо вообще отсутствовать. Так, если расстояние между трубами будет в 2 раза меньше, чем оптимальное значение ($\Delta z_{opt}/2$), то и тепловой поток, поступающий на трубы испарителя, тоже будет меньше в 2 раза, а при достижении условия $q = q_{opt}/2 < q_{cr}^{min}$ система перестанет функционировать. Если, наоборот, расстояние между трубами будет большим, например, $2\Delta z_{opt}$, то грунт не будет до конца промораживаться и его несущая способность резко снизится.

ВЫВОДЫ

1. Впервые введен такой параметр, как нижняя критическая тепловая нагрузка, представляющий собой минимальное значение теплового потока, при котором система будет работать.

2. На основе численного решения математической модели системы ГЕТ впервые получены значения верхней и нижней критических тепловых нагрузок при различных конструктивных особенностях системы. Так, при $H_c = 2.5$ м и $L_i = 200$ м при температурах конденсатора -40 , -20 и 0 °С величины нижней и верхней тепловых нагрузок соответственно равны 8.92, 4.00, 2.92 Вт/м и 49.11, 71.50, 91.22 Вт/м. При $H_c = 5$ м и $L_i = 200$ м аналогичные величины имеют значения 20.80, 11.88, 5.77 Вт/м и 72.77, 103.70, 128.49 Вт/м. При $H_c = 2.5$ м и $L_i = 400$ м эти величины принимают значения 3.25, 1.15, 0.76 Вт/м и 16.96, 24.58, 32.75 Вт/м. Для варианта $H_c = 5$ м и $L_i = 400$ м нижние и верхние критические тепловые нагрузки соответственно равны 7.45, 4.38, 2.02 Вт/м и 25.35, 36.74, 46.48 Вт/м. Именно при достижении критических нагрузок система ГЕТ перестает функционировать.

3. Определены характеристики двухфазного состояния хладагента внутри системы ГЕТ при тепловых нагрузках, равных нижней и верхней критическим тепловым нагрузкам.

4. Полученный результат может быть применен при проектировании и укладке систем ГЕТ, а также в случае проведения теплотехнического прогноза состояния грунтов при использовании систем ГЕТ совместно с сооружениями различных назначений.

Литература

Аникин Г.В. Компьютерное моделирование работы систем горизонтального охлаждения грунтов / ИКЗ СО РАН. М., 2009. Деп. в ВИНТИ 30.10.2009, № 674-В2009.

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

Аникин Г.В., Спасенникова К.А. Компьютерное моделирование системы охлаждения грунта под резервуаром с нефтью // Криосфера Земли, 2012, т. XVI, № 2, с. 60–64.

Долгих Г.М., Аникин Г.В., Рило И.П., Спасенникова К.А. Статистическое моделирование работы системы “ГЕТ”, установленной в основании нефтяного резервуара // Криосфера Земли, 2015, т. XIX, № 1, с. 70–77.

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

Основы геокриологии. Ч. 5. Инженерная геокриология / Под ред. Э.Д. Ершова. М., Изд-во Моск. ун-та, 1999, 526 с.

Теплопередача в двухфазном потоке / Под ред. Д. Баттерворса, Г. Хьюитта. М., Энергия, 1980, 325 с.

Феклистов В.Н., Долгих Г.М., Окунев С.Н., Паздерин Д.С. Исследование охлаждающей системы типа ГЕТ для термостабилизации грунтовых оснований // Междунар. конф. “Криогенные ресурсы полярных и горных регионов. Состояние и перспективы инженерного мерзлотоведения” (Тюмень, 21–24 апр. 2008 г.). Тюмень, 2008, с. 165.

Clayton T. Crowe. Multiphase flow handbook / Т. Clayton. Boca Raton, London, New York, Taylor&Francis, 2006, 1156 с.

*Поступила в редакцию
7 апреля 2016 г.*