

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОРЕБРЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ДВУХФАЗНЫХ ЕСТЕСТВЕННО-КОНВЕКТИВНЫХ ОХЛАЖДАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА НА МЕРЗЛЫХ ГРУНТАХ

Я.Б. Горелик, А.А. Селезнев

Институт криосферы Земли СО РАН, 625000, Тюмень, а/я 1230, Россия; gorelik@ikz.ru

Теоретически рассмотрены взаимосвязанные процессы внутреннего теплопереноса и внешнего теплообмена в вертикальном охлаждающем устройстве (именуемом также термостабилизатор, или трубка Лонга), применяемом при строительстве на многолетнемерзлых грунтах. Показано, что повышение эффективности работы устройства его оребрением лимитируется термическим сопротивлением пленки конденсата, стекающего по внутренней поверхности его корпуса. Эффективность оребрения существенно зависит от конкретного хладагента и меньше всего лимитируется при использовании в качестве хладагента аммиака. Приведена оценка предельной длины испарителя устройства, которая определяется из условия обращения в ноль толщины стекающей пленки в испарительной части устройства. Получено граничное условие на внешней стенке испарителя, которое является базовым для расчета температурного поля в основании сооружений, возводимых с применением термостабилизаторов. Обсуждены пути повышения эффективности применения термостабилизаторов.

Термостабилизатор, конденсатор, испаритель, двухфазные течения, температура насыщения, термическое сопротивление, теплообмен, охлаждение

ABOUT EFFICIENCY OF THE CONDENSER FINNING OF THE SHORT VERTICAL THERMOSTABILIZER FOR BUILDING ON PERMAFROST

Ya.B. Gorelik, A.A. Seleznev

Earth Cryosphere Institute, SB RAS, 625000, Tyumen, P/O box 1230, Russia; gorelik@ikz.ru

The theoretical study of the interconnected processes of the internal heat and mass transfer and external heat exchange in the vertical cooling device (named as thermostabilizer or Long's tube), which is used in the building on permafrost, has been carried out. It has been demonstrated that increasing in the device efficiency by its finning is limited by the thermal resistance of the condensate film on the internal surface of its case. The finning efficiency essentially depends on the specific cooling agency and is limited minimally for ammonia. The assessment of the maximum length of device evaporator has been fulfilled. Zero thickness of the condensate film in the evaporator is the basis of this assessment. The basic boundary condition on the external wall of the evaporator wall has been established. This condition allows solving a lot of tasks for computation the temperature fields in frozen ground in the base of the constructions, when thermostabilizers are used. The ways of the increasing the device efficiency have been discussed.

Thermostabilizer, condenser, evaporator, biphasic streams, saturation temperature, thermal resistance, heat exchange, cooling

ВВЕДЕНИЕ

Среди различных типов охлаждающих устройств наиболее широкое применение нашли вертикальные двухфазные естественно-конвективные устройства с относительно короткой подземной частью (длиной до 10–15 м), известные также как термостабилизаторы [Регулирование..., 1983; Макаров, 1985; Минкин, 2005; Долгих, Окунев, 2006]. Прототипом такого типа устройств является охлаждающая трубка Лонга [Patent, 1964]. Конструкция и принцип ее действия довольно просты (рис. 1): трубчатый корпус необходимой длины заполнен дозированным количеством легкокипящей жидкости (хладагентом). Большая часть корпуса погружается в грунт, а верхняя (не более 1.5–2.0 м) выступает над его поверхностью.

В зимнее время хладагент испаряется в подземной части (в испарителе), отбирая тепло от грунта. Пар поднимается в надземную (более холодную) часть корпуса (конденсатор), где конденсируется, отдавая тепло в атмосферу. Конденсат стекает по стенкам корпуса в нижнюю его часть, и далее процесс непрерывно повторяется. Результатом его является охлаждение грунта в зимнее время за счет атмосферного холода. В летнее время трубка не работает. Для достижения необходимого охлаждающего эффекта в течение всего года (и даже с его многолетним наращиванием) проектируются дополнительные технические мероприятия, включающие применение теплоизоляции, использование достаточного количества трубок и т. д., которые

базируются на результатах специальных тепло-технических расчетов.

С применением устройств этого типа построены многокилометровые участки трубопроводов надземной прокладки (Трансаляскинский нефтепровод, нефте- и газопроводы по северу Западной и Восточной Сибири), многочисленные здания и сооружения технологического назначения северных месторождений Российской Арктики [Долгих и др., 2004; Минкин, 2005]. Трубки применяют для понижения температуры мерзлых грунтов в основании сооружений до проектного значения и поддержания этого состояния грунтов (их термостабилизации) в течение всего срока эксплуатации. Эти мероприятия зачастую выполняют еще на предпостроечной стадии подготовки оснований. Замораживание таликов с применением устройств рассматриваемого типа, как правило, является неэффективным в силу значительной энергоемкости данного процесса и осуществляется относительно редко, например, при использовании специальных глубинных устройств для замораживания и поддержания в мерзлом состоянии ядер плотин либо при восстановлении нарушенного в процессе эксплуатации сооружения принципа строительства [Кутвицкая, Минкин, 2014; Системы..., 2014]. Интересным является способ применения термостабилизаторов при строительстве на мерзлоте несдвигающегося типа [Основы..., 1999].

Считается, что эффективность охлаждения грунтов значительно улучшается применением оребрения конденсаторной части (что повсеместно наблюдается на практике). Вместе с тем, со-

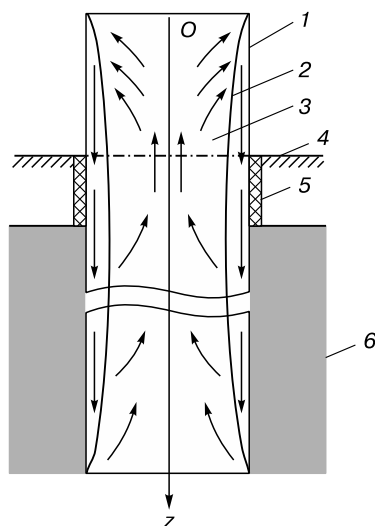


Рис. 1. Принципиальная схема двухфазного термостабилизатора:

1 – трубчатый корпус; 2, 3 – хладагент в жидкой и паровой фазах; 4 – деятельный слой грунта; 5 – теплоизоляция; 6 – мерзлое основание.

гласно имеющимся теоретическим представлениям (см., например, [Арнольд и др., 1979]), при теплообмене между двумя средами (в данном случае – грунтом и атмосферой) оребрение должно устанавливаться со стороны среды с наилучшими теплофизическими характеристиками. С учетом того, что в надземной части теплообмен рассматриваемого устройства с атмосферой весьма эффективно осуществляется конвективным путем, а передача тепла со стороны грунта (среды, как известно, с довольно низким коэффициентом теплопроводности) – кондуктивно, достаточно сложно настаивать на эффективности применяемого оребрения без проведения специальных исследований данного вопроса. В то же время на сегодня отсутствуют какие-либо данные, демонстрирующие повышение холодопроизводительности термостабилизатора за счет оребрения. Настоящая работа направлена на определенное прояснение указанного вопроса.

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА ТЕРМОСТАБИЛИЗАТОРА С ГРУНТОМ И АТМОСФЕРОЙ

Расчет теплообмена термостабилизатора должен базироваться на совместном рассмотрении внутренних процессов (фазовых превращений и течения хладагента) и процессов внешнего теплообмена с грунтом и атмосферой. Ранее такой способ расчета (по-видимому, впервые) был предложен для неоребреного термостабилизатора [Горелик, 1980], что позволило получить стандартного вида граничное условие 3-го рода на внешней стенке подземной части устройства. Это условие включает параметры теплообмена с граничными средами в надземной и подземной частях устройства и является базовым для постановки и решения широкого спектра внешних задач по расчету динамики температурного поля грунта в основании инженерных сооружений, возводимых с применением одиночного термостабилизатора или их совокупности. Однако при наличии оребрения конденсатора вывод этого условия должен быть уточнен.

Конденсаторная часть

Пусть конденсаторная часть устройства имеет длину l_1 . Будем рассматривать простейший вариант оребрения в виде круговых ребер постоянной толщины (h) с радиусом основания (R_1) и высотой ($R_2 - R_1$), где R_2 – внешний радиус ребра. Ребро предполагается тонким, так что выполняется неравенство $h \ll R_2 - R_1$. Теплообменом с внешнего торца такого ребра будем пренебрегать. Кроме того, полагаем, что высота ребра пропорциональна его толщине: $R_2 - R_1 = A \cdot h$, где коэффициент A имеет величину порядка 5–10. При достаточно высокой теплопроводности материала ребра даль-

нейшее увеличение его высоты нецелесообразно в силу падения эффективности теплообмена, а также по экономическим и технологическим причинам [Ройзен, Дулькин, 1977]. Расстояние между соседними ребрами обозначим через s . Число ребер на конденсаторе n определяется соотношением

$$n = \frac{l_1}{h + s}. \quad (1)$$

Полное количество тепла, передаваемое конденсатором в атмосферу в единицу времени Q_k (Вт) определяется эффективным коэффициентом теплоотдачи α_k , площадью его полной (внешней) поверхности S_k и перепадом температур $\Delta t_{ka} = t_k - t_a$ между стенкой его корпуса (с образующей радиусом R_1) и набегающим потоком воздуха (t_k, t_a – температуры корпуса и воздуха):

$$Q_k = \alpha_k S_k \Delta t_{ka}. \quad (2)$$

Предполагается, что температура t_k постоянна вдоль всей образующей корпуса конденсатора.

Величина Q_k равна сумме теплосъема со всех ребер Q_R и со всех промежутков, не содержащих ребер Q_N . Аналогично определяется полная поверхность конденсатора через площади отдельного ребра S_{1R} и промежутка S_{1N} и их сумму S_1 :

$$\begin{aligned} Q_k &= Q_R + Q_N; \\ S_k &= S_R + S_N = n(S_{1R} + S_{1N}) \equiv nS_1, \end{aligned} \quad (3)$$

а величины Q_R и Q_N , S_{1R} и S_{1N} определяются соотношениями:

$$Q_N = \alpha_a S_N \Delta t_{ka}; \quad S_N = nS_{1N} = n2\pi R_1 s, \quad (4)$$

где коэффициент теплоотдачи α_a для промежутка вычисляется как в случае поперечного обтекания труб [Уонг, 1979]:

$$\alpha_a = 0.0208 \frac{\lambda_a}{2R_1} \left(\frac{2R_1 V_a}{v_a} \right)^{0.814}. \quad (5)$$

Здесь λ_a, v_a, V_a – коэффициент теплопроводности, температуропроводность и скорость набегающего потока воздуха.

$$Q_R = nQ_{1R}; \quad S_R = nS_{1R} = n2\pi(R_2^2 - R_1^2). \quad (6)$$

Теплосъем с отдельного ребра Q_{1R} определяется следующими соотношениями [Уонг, 1979]:

$$\begin{aligned} Q_{1R} &= 2\pi R_1 \lambda h \Delta t_{ka} \mu \psi \equiv K_{1R} \Delta t_{ka}; \\ \mu &= \sqrt{\frac{2\alpha_{1a}}{\lambda h}}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\psi = \frac{I_1(\mu R_2) K_1(\mu R_1) - I_1(\mu R_1) K_1(\mu R_2)}{I_1(\mu R_2) K_0(\mu R_1) + I_0(\mu R_1) K_1(\mu R_2)}. \quad (8)$$

Здесь λ – коэффициент теплопроводности материала ребра; I_0, K_0, I_1, K_1 – функции Бесселя, а коэффициент теплоотдачи от ребра α_{1a} определяется как в случае обтекания потоком воздуха пластины по формуле [Мухеев, Мухеева, 1973]

$$\alpha_{1a} = 0.032 \frac{\lambda_a}{2R_2} \left(\frac{2R_2 V_a}{v_a} \right)^{0.8}. \quad (9)$$

Соотношения (1)–(4), (6), (7) позволяют записать выражение для коэффициента α_k в следующем виде:

$$\alpha_k = \frac{K_{1R} + \alpha_a S_{1N}}{S_1}. \quad (10)$$

Таким образом, с помощью выражения (10) общий теплосъем от конденсатора в атмосферу может быть определен по формуле (2). Однако в ней содержится промежуточный параметр – температура стенки корпуса t_k . Для того чтобы связать уравнение для теплосъема с внутренними процессами внутри устройства, необходимо получить его выражение через температуру насыщающих паров хладагента t_s . С учетом того, что гидравлическое сопротивление движению пара в сторону конденсатора для коротких трубок является очень малым, с высокой точностью можно считать давление паров вдоль всей длины корпуса постоянным. Вследствие этого и температура насыщения t_s (связанная с давлением по кривой насыщения) будет постоянной вдоль всей длины устройства (как в зоне испарения, так и в зоне конденсации). Учитывая, что слой конденсата с внутренней стороны корпуса конденсатора может рассматриваться как дополнительный слой в многослойной стенке (с температурой изнутри t_s и снаружи – t_a), полный теплосъем Q_k может быть записан через полный коэффициент теплопередачи α_{tot} и перепад температур $\Delta t_{sa} = t_s - t_a$ в следующем виде (непосредственные наблюдения на прозрачных моделях показывают, что при нормальной работе устройства толщина пленки δ очень мала, так что выполняется соотношение $\delta \ll R_1$, что позволяет в последующих выкладках использовать соотношения для плоских стенок):

$$Q_k = \alpha_{tot} S_k \Delta t_{sa}, \quad (11)$$

где α_{tot} выражается формулой ($S_{ik} = 2\pi R_1 l_1$ – площадь внутренней поверхности корпуса конденсатора):

$$\alpha_{tot} = \left(\frac{1}{\bar{\alpha}_f} \frac{S_k}{S_{ik}} + \frac{1}{\alpha_k} \right)^{-1}, \quad (12)$$

а средний коэффициент теплопередачи через пленку конденсата $\bar{\alpha}_f$ определяется через ее среднюю толщину $\bar{\delta}$ (λ_c – коэффициент теплопроводности жидкой фазы хладагента):

$$\bar{\alpha}_f = \frac{\lambda_c}{\bar{\delta}}. \quad (13)$$

Всюду ниже будем пренебрегать термическим сопротивлением стенки корпуса конденсатора в общем сопротивлении в силу достаточно высокой теплопроводности материала, из которого изготавливается конденсатор, а также в силу относительно малой толщины его стенки.

Для определения коэффициента $\bar{\alpha}_f$ необходимо знать закон изменения толщины стекающей пленки с глубиной z . При постоянной температуре t_k переменная толщина пленки $\delta(z)$ определяется теорией Нуссельта, достаточно подробное изложение которой приведено в книге [Михеев, Михеева, 1973]. Размещая начало системы координат на верхней торцевой поверхности конденсатора с осью Oz , направленной вертикально вниз (см. рис. 1), приведем здесь результирующее уравнение этой теории, определяющее закон изменения толщины пленки с глубиной с учетом поправки на внешний теплообмен с атмосферой (пренебрегая плотностью пара в сравнении с плотностью жидкости):

$$\int_0^z q(z)dz = \frac{\kappa_c g \rho_c}{3\nu_c} \delta^3(z), \quad (14)$$

где плотность теплового потока $q(z)$ на конденсаторе отнесена к его внутренней (гладкой) поверхности (с площадью S_{ik}) и имеет следующий вид:

$$q(z) = \Delta t_{sa} / \left(\frac{\delta(z)}{\lambda_c} + \frac{S_{ik}}{\alpha_k S_k} \right). \quad (15)$$

В приведенных выражениях ν_c , ρ_c , κ_c – кинематическая вязкость, плотность жидкой фазы и теплота перехода пар – жидкость для хладагента; g – ускорение свободного падения.

Дифференцируя обе части (14) по z , получим дифференциальное уравнение для определения $\delta(z)$ (с начальным условием $\delta(0) = 0$)

$$\frac{\nu_c \Delta t_{sa}}{\kappa_c g \rho_c} = \left(\frac{\delta(z)}{\lambda_c} + \frac{S_{ik}}{\alpha_k S_k} \right) \delta^2(z) \frac{d\delta}{dz}, \quad (16)$$

интегрирование которого приводит к алгебраическому уравнению четвертой степени относительно $\delta(z)$:

$$\delta^4 + \frac{4\delta^3 \lambda_c S_{ik}}{3 \alpha_k S_k} - \frac{4\lambda_c \nu_c \Delta t_{sa} z}{\kappa_c g \rho_c} = 0. \quad (17)$$

Его решение может быть записано в элементарных функциях, однако оно довольно громоздкое и неудобное для последующего анализа. Более простое и удобное выражение можно получить, воспользовавшись малостью толщины пленки и требуя, чтобы первый член в уравнении (17) был значительно меньше второго, т. е. должно выполняться соотношение

$$\delta \ll \frac{4 \lambda_c S_{ik}}{3 \alpha_k S_k}. \quad (18)$$

Отметим сразу: из сравнения соотношений (18) и (15) (при несущественной роли множителя $4/3$) следует, что при выполнении (18) роль пленочного термического сопротивления становится несущественной. Это означает, что высокоэффективные конструкции конденсаторов (с высокоразвитой поверхностью S_k и высоким коэффициентом теплоотдачи α_k , для которых произведение в знаменателе правой части (18) является весьма значительным) не могут обеспечить выполнение этого неравенства и их эффективность применительно к термостабилизатору лимитируется внутренним (пленочным) сопротивлением теплопередаче (в том числе и в случае, когда пленочное сопротивление становится просто сравнимым с внешним сопротивлением конденсатора). По этой причине соотношение (18) можно рассматривать как некоторый критерий (особенно важный с экономической и технологической точек зрения), ограничивающий конструктивные параметры оребренного конденсатора в термостабилизаторах рассматриваемого типа. На этом основании выполнение неравенства (18) является необходимым требованием, которое должно быть наложено на конструкцию конденсатора и будет учитываться в дальнейших выкладках.

С учетом сформулированного предположения получаем из (17) (пренебрегая первым членом в левой части) для толщины пленки

$$\delta(z) = \left(\frac{3\nu_c \Delta t_{sa} z}{\kappa_c g \rho_c} \cdot \frac{\alpha_k S_k}{S_{ik}} \right)^{1/3}. \quad (19)$$

Максимальная толщина достигается в нижней точке конденсатора при $z = l_1$. Выполнение неравенства (18) при максимальной толщине пленки автоматически влечет его выполнение для всех (меньших) значений. Выражения (18) и (19) приводят к требованию:

$$\frac{\alpha_k S_k}{S_{ik}} \left(\frac{3^4 \nu_c \Delta t_{sa} l_1}{4^3 \lambda_c^3 \kappa_c g \rho_c} \right)^{1/4} \leq 1. \quad (20)$$

Левая часть этого неравенства безразмерна и характеризует как тип хладагента, так и конструкцию конденсатора (является функцией параметров h и s согласно соотношениям (1)–(10)). В частном случае неоребреного конденсатора площади его внутренней и внешней поверхностей равны (в пренебрежении толщиной стенки корпуса), и первый множитель в левой части равен коэффициенту α_a , определенному соотношением (5). Обозначим левую часть неравенства буквой Φ с индексом соответствующего хладагента. Для $R_1 = 16$ мм, $l_1 = 1.5$ м и при скорости ветра 3 и 8 м/с соответствующие значения α_a равны 26.4 и 58.3 Вт/(м²·град), а величина Φ (в этих двух случаях) принимает следующие значения (при близком к максимальному значению перепаду темпе-

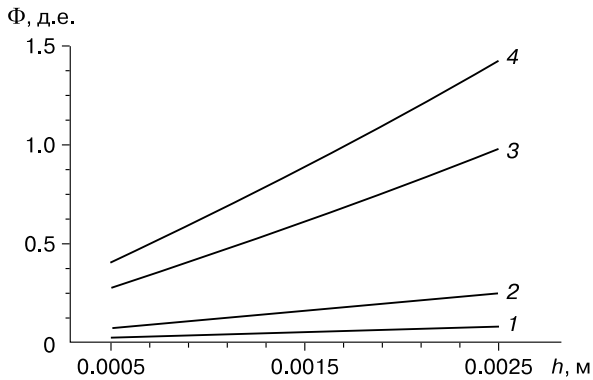


Рис. 2. Поведение параметра сравнения (Φ) как функции толщины ребра (h) для различных типов хладагента ($R_1 = 16$ мм, $l_1 = 1.5$ м, $s = 0.01$ м, $A = 10$):

1 – аммиак; 2 – CO₂; 3 – фреон-22; 4 – фреон-12.

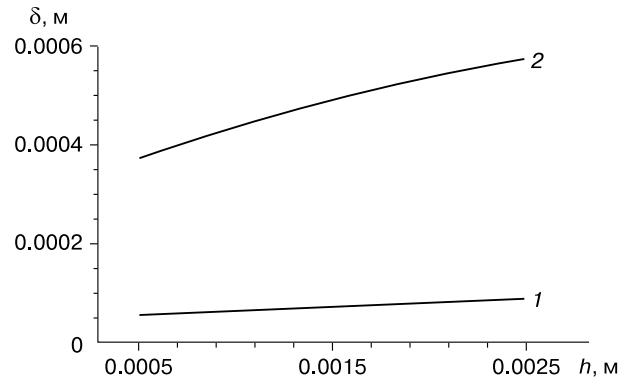


Рис. 3. Зависимость толщины пленки (δ) на внутренней поверхности конденсатора от толщины ребра (h) для аммиака (1) и фреона-12 (2).

ратур $\Delta t_{sa} = 20$ °С): для аммиака $\Phi_{ам} = 8.26 \cdot 10^{-3}$; $1.83 \cdot 10^{-2}$; для фреона-12 $\Phi_{фр 12} = 1.50 \cdot 10^{-1}$; $3.33 \cdot 10^{-1}$; для фреона-22 $\Phi_{фр 22} = 1.04 \cdot 10^{-1}$; $2.31 \cdot 10^{-1}$; для углекислоты $\Phi_{CO_2} = 2.63 \cdot 10^{-2}$; $5.79 \cdot 10^{-2}$. Таким образом, при отсутствии оребрения неравенство (20) выполняется во всех случаях (несколько хуже только для фреонов при высоких скоростях ветра), и вкладом пленочного сопротивления в таком конденсаторе можно пренебречь для всех представленных здесь хладагентов. На этом основании в статье [Горелик, 1980] был сделан вывод о независимости работы неоребреного термостабилизатора от типа хладагента. Конечно, это не означает, что эффективность работы неоребреного конденсатора выше, чем оребренного. Например, если неоребранный конденсатор покрыть еще и слоем теплоизоляции, то неравенство (20) будет выполняться еще лучше, но работоспособность такого устройства, очевидно, только понизится. В то же время любое развитие внешней поверхности конденсатора оребрением приводит к улучшению внешнего теплообмена. Но если увеличивать его до той степени, что возникает необходимость учитывать внутреннее (пленочное) сопротивление, то дальнейшее развитие поверхности оказывается нецелесообразным. Отметим также, что фактор пленочного сопротивления отличается от конструктивных факторов (выбор которых также влияет на эффективность теплообмена) тем, что он является специфическим для конкретных процессов с фазовыми превращениями.

Для оребренного конденсатора величина параметра сравнения Φ будет зависеть от параметров оребрения. В качестве примера зафиксируем расстояние между ребрами $s = 10$ мм и примем $A = 10$. При скорости ветра 5 м/с изменение пара-

метра Φ как функции толщины ребра для различных хладагентов приведено на рис. 2.

Поведение графиков показывает, что для выбранной конструкции конденсатора неравенству (20), безусловно, удовлетворяет аммиак (для всех толщин ребра). Несколько хуже условию независимости от пленочного сопротивления удовлетворяет углекислота. Для фреонов оребрение может оказаться эффективным только для очень тонких ребер, изготовление которых может представлять определенные трудности. Такое влияние пленочного термического сопротивления обусловлено толщиной образующихся пленок для разных хладагентов и коэффициентов теплопроводности их жидкой фазы. На рис. 3 показано изменение толщины пленки (на выходе из конденсатора) в зависимости от толщины ребра для аммиака и фреона-12. Видно, что толщина пленок аммиака тоньше – не менее чем в 5 раз. Учитывая, что коэффициент теплопроводности аммиака выше чем у фреона-12 примерно в 8 раз, пленочное сопротивление для аммиака оказывается примерно в 40 раз меньше.

При выполнении неравенства (18) и с учетом (15) общий теплоотвод от конденсатора можем записать в следующем виде (который отличается от (2) разностью температур):

$$Q_k = \alpha_k S_k \Delta t_{sa}. \quad (21)$$

Испарительная часть

Для испарительной части устройства толщина стекающей пленки непрерывно снижается, начиная от максимального значения δ_0 на входе в испаритель. Значение δ_0 совпадает с максимальной толщиной пленки на выходе из конденсатора и может быть вычислено по формуле (19) при $z = l_1$. Закон изменения толщины пленки с глубиной для испарительного участка производится на

основе той же теории Нуссельта с учетом процесса испарения (взамен конденсации) и при фиксированной температуре на внешней стенке испарителя t_g , равной текущему значению температуры грунта, прилегающего к стенке. В работе [Горелик, 1980] приведена оценка скорости гидродинамических процессов внутри устройства, которая показывает, что эта скорость значительно выше скорости перераспределения температуры в грунте. Поэтому формирование и течение пленки могут рассматриваться как квазистационарный процесс при указанных выше условиях. В этом случае плотность теплового потока к испарителю $q(z)$ равна

$$q(z) = \frac{\lambda_c \Delta t_{gs}}{\delta(z)}. \quad (22)$$

На основе уравнения теплового баланса (аналогичного (14)), записанного для испарителя, получается дифференциальное уравнение для определения толщины пленки. С учетом начального условия $\delta = \delta_0$ при $z = l_1 + l_0$ (где l_0 – высота боковой теплоизоляции устройства на уровне деятельного слоя, в пределах которого изменение толщины пленки не происходит) выражение для $\delta(z)$ имеет следующий вид (l – полная длина устройства):

$$\delta^4(z) = \delta_0^4 + \frac{4\lambda_c \Delta t_{gs} \nu_c (l_1 + l_0 - z)}{\kappa_c \rho_c g}; \quad (23)$$

$$l \geq z \geq l_1 + l_0.$$

Согласно этой формуле, ненулевое значение толщины пленки ограничено некоторой предельной глубиной, которую естественно связать с предельной длиной испарителя устройства. Этот вопрос обсуждается ниже.

На основании формулы (23) усреднением по z может быть вычислен средний по испарителю коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_{if}$. Отметим, что во всех определенных выше выражениях пока остаются неопределенными величины t_s и t_g . Перейдем к определению температуры насыщения t_s . Для этого воспользуемся интегральным балансом тепла для устройства в целом: тепло, поступающее в испаритель, равно теплу, отдаваемому в атмосферу конденсатором: $Q_k = Q_{isp}$, где Q_k определяется выражением (21), а тепло от испарителя $Q_{isp} = \bar{\alpha}_{if} S_{isp} \Delta t_{gs}$ (здесь площадь испарителя $S_{isp} = 2\pi R_1 l_2$, l_2 – его длина). Разрешая балансовое уравнение относительно t_s , получим

$$t_s = \frac{S_{isp} \bar{\alpha}_{if} t_g + S_k \alpha_k t_a}{S_{isp} \bar{\alpha}_{if} + S_k \alpha_k}. \quad (24)$$

С учетом выражений (22) и (23) средний коэффициент теплоотдачи испарителя $\bar{\alpha}_{if}$ также

зависит от температуры t_s и определяется по формуле

$$\bar{\alpha}_{if} = \left(\frac{\lambda_c^3 \kappa_c \rho_c g}{4 \nu_c l_2 \Delta t_{gs}} \right)^{0.25}. \quad (25)$$

Выражение для t_s запишем, образуя вначале разность $\Delta t_{gs} = t_g - t_s$, используя (24). Затем, выделив члены с разностью Δt_{gs} , получим относительно этой величины трансцендентное алгебраическое уравнение

$$\Delta t_{gs} + \frac{3}{4} \frac{S_{isp}}{\alpha_k S_k} \left(\frac{\lambda_c^3 \kappa_c \rho_c g}{4 \nu_c l_2} \right)^{0.75} \Delta t_{gs}^{0.75} = \Delta t_{ga}, \quad (26)$$

которое решается численными методами. В диапазоне температур грунта t_g от 0 °C до t_a значение температуры t_s близко к температуре грунта t_g , отличия не превосходят тысячных долей для аммиака и 0.6 °C для фреона-12.

Рассмотрим далее вопрос о предельной длине испарителя устройства. Расчет величины Δt_{gs} является его важным элементом, поскольку отсутствует возможность пренебречь малостью этой величины. При $\delta = 0$ из (23) для предельной длины (которую обозначим как и длину испарителя через l_2) получим

$$l_2 = \delta_0^4 \frac{\kappa_c \rho_c g}{4 \lambda_c \Delta t_{gs} \nu_c}. \quad (27)$$

Подставляя сюда δ_0 из (19) при $z = l_1$ и принимая для параметра теплоотдачи конденсатора $\alpha_k S_k / S_{ik} \equiv F$, входящего в выражение для δ_0 (поведение этой величины от толщины ребра показано на рис. 4), значения 40, 200 и 400 Вт/(м²·град), получим для аммиака $l_2 = 1.7; 6.0$ и 11.9 м соответственно. Для фреона-12 предельная (расчетная) длина может достигать 200 м. Значительная величина предельной длины испарителя для фреонов может оказаться их существенным преимуществом, если термостабилизаторы применяются для охлаждения глубоких слоев грунта.

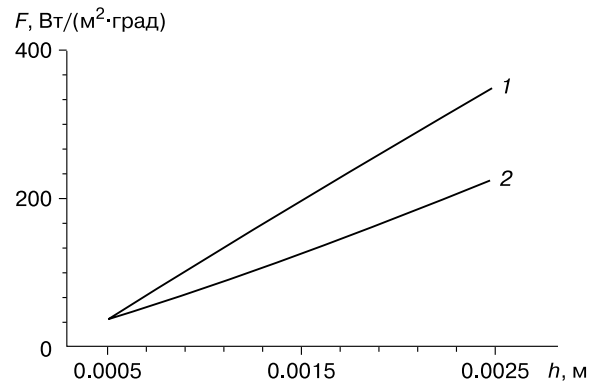


Рис. 4. Поведение параметра теплообмена конденсатора (F) как функции толщины ребра (h) ($R_1 = 16$ мм, $l_1 = 1.5$ м, $A = 10$) для s (м): 0.005 (1), 0.01 (2).

Вообще, для охлаждения глубоких слоев могут быть применены устройства с длиной испарителя большей, чем предельное значение. Однако в этом случае заправку устройства хладагентом необходимо рассчитывать таким образом, чтобы нижняя часть испарителя (до предельной отметки) была заполнена его жидкой фазой. Достоверных сведений о работе устройств в таких условиях у авторов не имеется.

Изложенные здесь результаты по предельной длине испарителя получены, по-видимому, впервые и нуждаются в экспериментальной проверке. Это важно еще и по той причине, что при лабораторных исследованиях работы вертикальных термостабилизаторов на моделях этих устройств (с прозрачными стенками) один из авторов настоящей работы неоднократно наблюдал спорадическое бурное вскипание хладагента, сосредоточенного на дне испарителя. Парожидкостный поток от такого вскипания смачивает стенки испарителя и достигает конденсатора. При этом происходит резкое понижение температуры испарителя с запотеванием его стенок снаружи. Видеозапись такого процесса была продемонстрирована на конференции в докладе [Gorelik, 2012]. Такой характер теплообмена не учитывается в настоящем рассмотрении, но может играть существенную роль. Поэтому необходимо продолжить экспериментальные исследования работы термостабилизаторов прежде всего в контролируемых лабораторных условиях. В работе П.Л. Капицы [1948] показано, что движение стекающей пленки происходит волнообразно вследствие взаимодействия с паром, движущимся противотоком вверх. Однако такое течение является устойчивым и даже несколько улучшает процесс теплообмена [Михеев, Михеева, 1973].

ВНЕШНЯЯ ЗАДАЧА ДЛЯ ТЕРМОСТАБИЛИЗАТОРА

Рассмотрим задачу о расчете температурного поля грунта в зоне влияния устройства. Главным вопросом здесь является вывод граничного условия на внешней стенке испарителя, находящегося в непосредственном контакте с грунтом, который также основан на уравнении интегрального баланса тепла, которое использовалось при выводе выражения температуры насыщения t_s . Теплоотвод от конденсатора Q_k определяется тем же выражением (21), а теплоподвод к испарителю Q_{isp} записывается со стороны грунта:

$$\alpha_k S_k \Delta t_{sa} = S_{isp} \lambda_f \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{R_1}, \quad (28)$$

где λ_f – коэффициент теплопроводности мерзлого грунта; t – температура грунта, зависящая от радиальной координаты r (в осесимметричном случае) и времени τ . Учитывая здесь приближенное равен-

ство $t_s \approx t_g$, получим искомое условие в следующем виде:

$$\frac{\alpha_k S_k}{S_{isp}} (t_a - t_g) = -\lambda_f \left(\frac{\partial t}{\partial r} \right)_{R_1}. \quad (29)$$

Ранее оно было получено в работе [Горелик, 1980] для неоребреного конденсатора. Соотношение (29) отличается от него только множителем в левой части при разности температур (параметром теплоотдачи устройства в целом $F_{tot} = \alpha_k S_k / S_{isp}$), что обобщает это условие на случай оребреного термостабилизатора (при отсутствии оребрения $F_{tot} = \alpha_a l_1 / l_2$). Использование этого условия позволяет ставить и решать широкий круг задач по расчету температурного поля в основании сооружений, возводимых с применением вертикальных термостабилизаторов. В частности, путем введения радиуса теплового влияния [Баренблатт, 1954] могут быть получены приближенные решения отдельных задач, которые оказываются весьма удобными для оценки динамики температурных полей в грунтах, а также для оценки эффективности работы самого устройства по его действию на грунт в зависимости от конструктивных параметров. Согласно цитируемой работе, точное решение задачи может быть аппроксимировано рядом с любым количеством членов (чем длиннее ряд, тем точнее приближение), которые учитывают симметрию задачи и удовлетворяют определенным условиям на границах области. При этом вводится зависящий от времени радиус теплового влияния $L(\tau)$. Взамен уравнения теплопроводности приближенное решение должно удовлетворять уравнению интегрального баланса тепла в пределах радиуса теплового влияния (из которого и определяется этот радиус).

Рассмотрим безграничный по горизонтали слой мерзлого грунта с начальной температурой t_0 и толщиной, равной длине испарителя одиночного термостабилизатора, погруженного в этот слой перпендикулярно ограничивающим поверхностям. Обе поверхности слоя покрыты идеальной теплоизоляцией. Ясно, что тепловое возмущение от термостабилизатора в таком слое будет осесимметричным и одномерным. Ранее показано [Горелик, 1980], что приближенное решение задачи об определении динамики температурного поля в рассматриваемом слое может быть записано в следующем виде (вне радиуса влияния температура остается невозмущенной и равной t_0):

$$t(r, \tau) = \frac{\alpha_k S_k}{S_{isp}} (t_a - t_0) \left(\ln \frac{L(\tau)}{er} + \frac{r}{L(\tau)} \right) + t_0; \quad (30)$$

$$\frac{\lambda_f}{R_1} + \frac{\alpha_k S_k}{S_{isp}} \cdot \ln \frac{L(\tau)}{eR_1}$$

$$r \leq L(\tau).$$

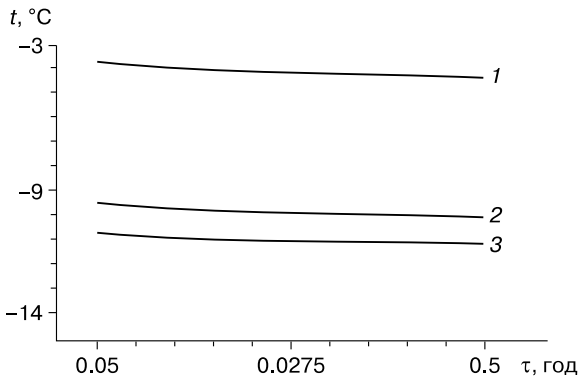


Рис. 5. Зависимость температуры на стенке испарителя (t) от времени работы устройства (τ) для F_{tot} (Вт/(м²·град)): 10 (1); 66 (2); 116 (3).

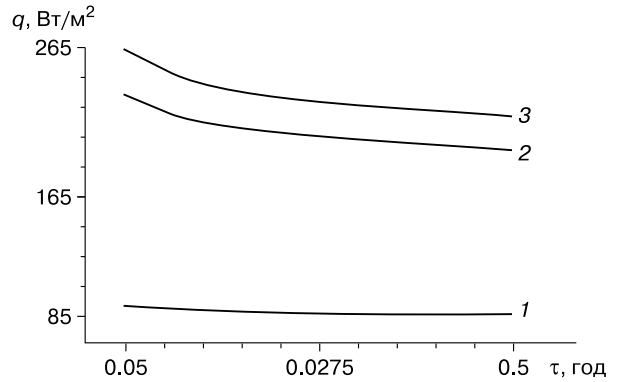


Рис. 6. Зависимость величины теплового потока (q) от времени работы устройства (τ) для F_{tot} (Вт/(м²·град)): 10 (1); 66 (2); 116 (3).

Здесь e – основание натуральных логарифмов. Это выражение удовлетворяет граничным условиям на радиусе $r = L(\tau)$ в следующем виде:

$$t(L, \tau) = t_0; \left. \frac{\partial t}{\partial r} \right|_{L(\tau)} = 0, \quad (31)$$

а также условию (29) на внешней стенке испарителя. Условие интегрального баланса задает закон роста радиуса влияния:

$$L(\tau) = R_1 + \sqrt{12\mu_f \tau}, \quad (32)$$

где μ_f – температуропроводность мерзлого грунта. На основании соотношений (30) и (32) могут быть оценены такие показатели теплообмена с грунтом, как динамика температуры на стенке испарителя в активный период его работы (обычно – примерно в течение полугода) и плотность теплового потока к его стенке в зависимости от параметра теплоотдачи от грунта в атмосферу. На рис. 5 показано значение температуры, а на рис. 6 – плотность теплового потока на стенке испарителя в течение

полугода работы термостабилизатора при трех значениях параметра теплоотдачи F_{tot} : 10; 66 и 116 Вт/(м²·град) (первое из них характерно для неоребрённого конденсатора).

Из поведения кривых на этих рисунках видно, что как температура, так и тепловой поток слабо изменяются со временем. Кроме того, при более чем десятикратном изменении параметра теплоотдачи температура на стенке меняется всего вдвое, а тепловой поток увеличивается не более чем в 2.5 раза. Это связано с плохими теплопроводящими свойствами грунта (который по коэффициенту теплопроводности близок к изоляторам). Для иллюстрации этого тезиса на рис. 7 и 8 показаны аналогичные кривые для гипотетического грунта с коэффициентом теплопроводности $\lambda_f = 30$ Вт/(м·град) при тех же характеристиках устройства, что и в предыдущем примере. Рисунки показывают, что соответствующие величины изменяются пропорционально величине коэффициента теплоотдачи, т. е. при изменении F_{tot} при-

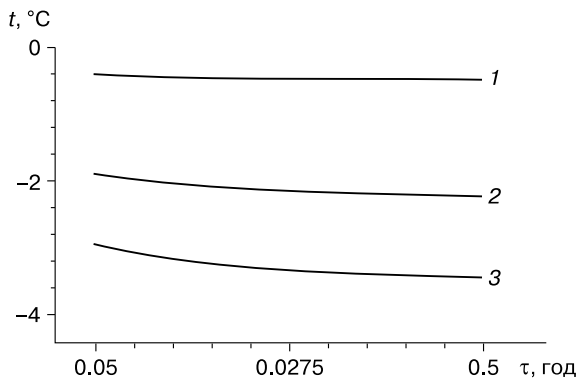


Рис. 7. Зависимость температуры на стенке испарителя (t) от времени работы устройства (τ) для гипотетического грунта при F_{tot} (Вт/(м²·град)): 10 (1); 66 (2); 116 (3).

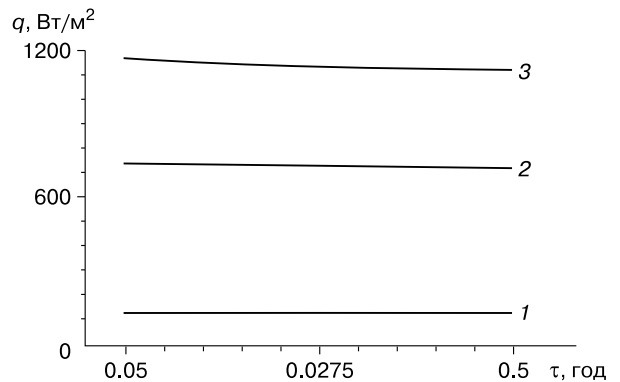


Рис. 8. Зависимость величины теплового потока (q) от времени работы устройства (τ) для гипотетического грунта при F_{tot} (Вт/(м²·град)): 10 (1); 66 (2); 116 (3).

мерно в 10 раз происходит усиление теплоотдачи также примерно в 10 раз. Если для гипотетического грунта принять нулевой коэффициент теплопроводности, то температура на стенке испарителя достигнет минимальной величины (равной температуре воздуха), а тепловой поток от грунта обратится в ноль при любом значении параметра теплоотдачи устройства. Поскольку интенсивность и величина охлаждения грунта являются основными показателями применения термостабилизаторов в строительстве на мерзлых грунтах, то использование в них развитых оребренных конденсаторных частей должно соотноситься с возможностями грунта принять и перераспределить поступающее в него тепло.

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕРМОСТАБИЛИЗАТОРОВ

Основной проблемой при строительстве на многолетнемерзлых грунтах является понижение их температуры до проектного значения и поддержание этого состояния на весь срок эксплуатации сооружений. При использовании для этих целей термостабилизаторов рассматриваемого типа следует иметь в виду, что дополнительное охлаждение, которое получает грунт в активный период работы устройства (зимой), практически полностью исчезает в конце его пассивного периода (в конце лета). Данное решение (30) позволяет оценить этот эффект для произвольного значения параметра теплоотдачи устройства. Для этого используется суперпозиция двух тепловых источников, действие одного из которых определяется выражением (30), а второй по абсолютной величине имеет ту же мощность, но противоположен по знаку и включается в конце зимнего периода [Горелик, Мельцер, 1980]. Таким путем для тех же трех значений параметра F_{tot} , что использованы выше (10, 66 и 116 Вт/(м²·град)), получим величину

остаточного охлаждения (в конце летнего периода) в пределах $-0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ независимо от принимаемой мощности. Этот расчет имеет оценочный характер, поскольку предполагаемая теплоизоляция слоя грунта по ограничивающим поверхностям исключает стоки тепла в вертикальном направлении. Результаты численного решения этой задачи для однородного полупространства (с одиночным термостабилизатором при $F = 116\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$) приведены на рис. 9, а, б. Начальная температура грунта принята равной $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Граничное условие на верхней поверхности массива грунта может быть задано как в форме периодических (сезонных) колебаний температуры поверхности грунта, так и аналогичных колебаний теплового потока на этой поверхности. Выбор их определяется наличием достаточного объема исходных данных и необходимостью рассмотрения процессов в деятельном слое грунта.

Однако в любом случае такого типа граничные условия должны обеспечивать постоянство температуры грунта на глубине нулевых амплитуд (10–15 м) в течение срока эксплуатации сооружений (порядка 20–30 лет, но при отсутствии в тестовом примере самого сооружения). В противном случае при расчете теплового воздействия сооружения на грунты основания могут возникнуть существенные погрешности, вызванные неконтролируемым влиянием граничного условия на результаты расчета. В рассматриваемом нами случае интерес представляет только действие термостабилизатора. Поэтому верхнее граничное условие достаточно задать в виде постоянной температуры, равной ее начальному значению в массиве грунта ($-1\text{ }^{\circ}\text{C}$). Тогда сформулированное выше условие для глубины нулевых амплитуд выполняется автоматически. Закон изменения температуры воздуха в течение года должен быть задан независимо от температуры грунта на верхней поверх-

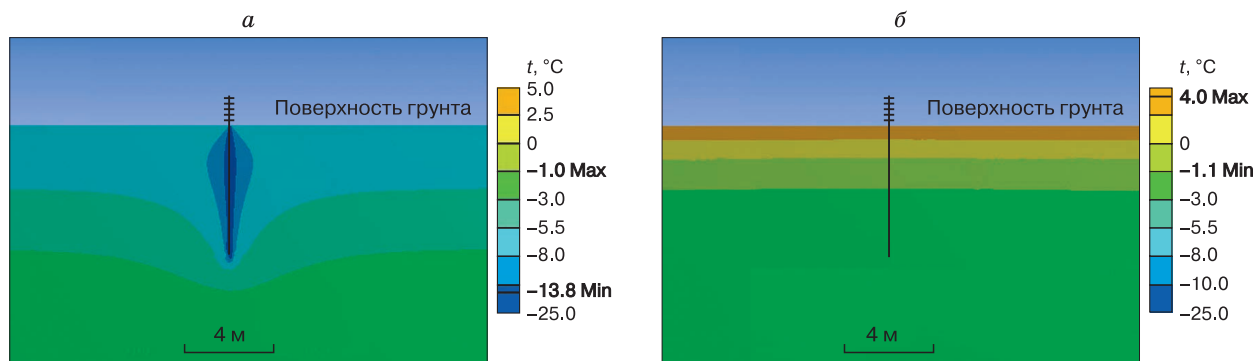


Рис. 9. Температурное поле в зоне действия отдельного термостабилизатора в конце зимнего периода (а) и летнего (б) периодов ($F = 116\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$).

Справа – шкала соответствия цветовой гаммы температурам грунта. Max и Min обозначают соответственно достигаемые на момент расчета максимальные и минимальные значения температур внутри расчетной области.

ности. Эта температура в течение зимы (с начала ноября по конец апреля) задается постоянной и равной среднезимнему значению (-15°C). В этот период на стенке испарителя задается условие (29). В течение летнего периода (с мая по конец октября) на испарителе задается нулевой тепловой поток. Расчетная область имеет цилиндрическую форму (с вертикальной осью, совпадающей с осью термостабилизатора) радиусом 30 и 40 м в глубину. Каждый из этих размеров значительно превышает радиус теплового влияния от источника тепла в расчете на один год. На этих границах задается нулевое значение теплового потока.

На рис. 9, а показано распределение температуры в зоне действия одиночного термостабилизатора в конце зимнего периода. На этот момент средняя по стенке испарителя температура достигает значения -13°C . В конце летнего периода охлаждающий эффект практически полностью исчезает (см. рис. 9, б), а средняя температура по испарителю возвращается к начальному значению, равному -1°C (с точностью до десятой доли градуса).

Вместе с тем, согласно [СП 25.13330.2012, 2008], несущая способность фундаментов определяется по максимальной (в течение года) температуре грунтов основания. Получается, что в силу весьма низкого эффекта остаточного охлаждения накопленный в зимнее время холод не может быть учтен в проектах на строительство, а идет лишь в запас прочности сооружения. Однако этот вывод справедлив для одиночного термостабилизатора. Ситуация существенно меняется при охлаждении протяженных в плане сооружений, когда в основании устанавливается значительное их количество (примерно равное числу несущих свай). В этом случае речь идет об охлаждении значительных объемов грунта, разогрев которых в течение летнего времени происходит гораздо медленнее (в сравнении с небольшим объемом вблизи отдельного термостабилизатора). Расчеты показывают, что в этом случае величина остаточного охлаждения повышается до градусов [Горелик, Измайлов, 1984]. Этот эффект подтвержден экспериментально на полигоне в районе г. Воркута [Александров, 1985].

Не менее важным является то, что величина этого эффекта слабо зависит от мощности отдельного устройства [Горелик, 2005]. Это создает существенные технико-экономические преимущества для применения неоребранных термостабилизаторов. Прежде всего появляется возможность отказаться от довольно дорогостоящей операции бурения скважин для установки устройств в грунт. Взамен они могут быть размещены целиком (включая конденсаторную часть) в корпусе несущей (трубчатой) сваи [Патент, 2015]. Необходимо также иметь в виду, что стоимость изготовле-

ния устройств значительно снижается, поскольку для оребрания, как правило, используются цветные металлы и специальная технология стыковки с корпусом термостабилизатора. При этом в проветриваемых подпольях освобождаются проходы, повышается эстетический вид зданий. Определенным препятствием на этом пути может оказаться формирование пленки льда на внешней стенке сваи при интенсивной работе термостабилизатора, что приводит к снижению несущей способности свай в некоторых случаях [Миренбург, Федосеев, 1983]. Однако факт образования такой пленки установлен лишь в единичных лабораторных экспериментах для конкретного грунта нарушенной структуры при его промораживании из талого состояния.

Не отрицая важность дальнейших исследований этого явления, следует обратить внимание, что в настоящей работе речь идет об охлаждении и термостабилизации уже мерзлых грунтов, где миграционные процессы, приводящие к образованию такой пленки, в значительной мере подавлены исходно мерзлым состоянием грунта. При этом, на наш взгляд, весомым аргументом в пользу предлагаемого способа применения термостабилизатора является успешный опыт размещения испарителя в полости подземной части несущей сваи (при выведенном наружу конденсаторе, что может лишь усугубить условия образования ледяной пленки) для сотен тысяч свай Трансаляскинского нефтепровода [Хрусталева и др., 1983], многих тысяч свай при строительстве в районе г. Мирный [Макаров, 1985], а также при современном обустройстве объектов в Арктике [Минкин, 2005; Системы..., 2014].

ВЫВОДЫ

Совместное рассмотрение процессов внутреннего теплопереноса и внешнего теплообмена в двухфазных вертикальных естественно-конвективных охлаждающих устройствах (термостабилизаторах) позволяет сделать следующие выводы.

1. Повышение эффективности работы термостабилизатора путем оребрания его конденсаторной части имеет ограничение в виде термического сопротивления пленки конденсата, стекающей по внутренней поверхности его корпуса. Это сопротивление существенно зависит от конкретного хладагента, используемого для заправки устройства. Среди применяемых сегодня в промышленности хладагентов в наименьшей степени лимитирующее влияние пленочного сопротивления проявляется для аммиака, в наибольшей – для фреона-12. Для устройств с неоребранным конденсатором термическое сопротивление пленки пренебрежимо мало для всех используемых в настоящее время хладагентов.

2. Впервые дан способ оценки предельной длины подземной (испарительной) части устройства, которая основана на условии обращения в ноль толщины стекающей пленки конденсата в испарительной части устройства (осушение испарителя). Предельная длина существенно зависит от конкретного хладагента и характеристик оребрения конденсатора.

3. Эффективность работы устройства, оцененная по температуре и тепловому потоку на стенке испарителя в течение зимнего периода его работы, относительно слабо зависит от степени развития поверхности конденсатора оребрением. Причиной этого являются теплопроводящие свойства грунта, который по своим характеристикам близок к теплоизоляторам. Пример расчета с гипотетическим грунтом с коэффициентом теплопроводности, примерно в 15 раз большим реального значения, показывает, что расчетные характеристики эффективности работы устройства в этом случае увеличиваются примерно пропорционально развитию поверхности конденсатора. Это означает, что степень оребрения устройства в применении к реальному грунту должна соотноситься с его теплопроводящими свойствами.

4. На основе выполненного анализа внутренних и внешних процессов теплообмена в термостабилизаторе получено граничное условие на стенке испарителя с учетом оребрения конденсатора (аналог полученного нами ранее для неоребреного конденсатора), которое является базовым для расчета температурного поля в основании сооружений, возводимых с применением двухфазных вертикальных естественно-конвективных устройств.

5. Показано, что величина остаточного охлаждения (в конце летнего периода) вблизи отдельного устройства практически не зависит от степени развития поверхности конденсатора оребрением и не превышает десятой доли градуса. Поскольку несущая способность фундаментов определяется по максимальной (в течение года) температуре грунтов основания [СП 25.13330.2012, 2008], то оказывается, что накопленный в зимнее время холод не может быть учтен в проектах на строительство, а идет лишь в запас прочности сооружения. Однако величина этого эффекта существенно возрастает (до градусов) при использовании совокупности термостабилизаторов для охлаждения оснований протяженных в плане сооружений. При этом величина эффекта слабо зависит от характеристик оребрения конденсатора.

6. Важное практическое следствие предыдущего пункта состоит в том, что для охлаждения оснований сооружений такого типа могут быть применены устройства с неоребреным конденсатором. Достижимые при этом технико-экономи-

ческие преимущества могут существенно расширить возможность применения термостабилизаторов при строительстве на мерзлых грунтах.

Авторы считают приятным долгом выразить благодарность профессору, д.т.н. Хрусталеву Льву Николаевичу за внимательное прочтение рукописи и полезные замечания.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента РФ для ведущих научных школ (НШ-3929.2014.5) и Программы фундаментальных исследований (ОНЗ РАН № 11).

Литература

Александров Ю.А. Охлаждение пластично-мерзлых грунтов кустовой системой парожидкостных СОУ // *Материалы Всесоюз. совещ. "Геокриологический прогноз при строительстве освоении территории"*. Воркута, Госстрой СССР, 1985, кн. 2, с. 283–286.

Арнольд Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача / Л.В. Арнольд, Г.А. Михайловский, В.М. Селиверстов. М., Высш. шк., 1979, 445 с.

Баренблатт Г.И. О некоторых приближенных методах в теории одномерной неустановившейся фильтрации жидкости при упругом режиме // *Изв. АН СССР, отд-ние техн. наук*, 1954, № 9, с. 35–49.

Горелик Я.Б. Расчет температурного поля грунта вокруг парожидкостной термосвай // *Проблемы нефти и газа Тюмени*, 1980, вып. 47, с. 58–61.

Горелик Я.Б. Свайный фундамент для капитальных сооружений северных месторождений // *Газовая пром-сть*, 2005, № 1, с. 82–84.

Горелик Я.Б., Измайлов И.Г. Предпостроечное охлаждение грунтов с применением термосвай // *Проблемы нефти и газа Тюмени*, 1984, вып. 61, с. 85–88.

Горелик Я.Б., Мельцер М.С. Расчет температуры грунта в основании сооружения, возводимого с применением термосвай // *Нефтепромысловое строительство*. М., ВНИИОЭНГ, 1980, с. 19–20.

Долгих Г.М., Долгих Д.Г., Окунев С.Н. Технические решения по замораживанию грунтов оснований, применяемые НПО "Фундаментстройаркос" // *Материалы Междунар. конф. "Криосфера нефтегазоносных провинций"*. Тюмень, 2004, с. 56.

Долгих Г.М., Окунев С.Н. Перспективные технические решения НПО "Фундаментстройаркос" по строительству и обеспечению надежности охлаждаемых оснований сооружений в период эксплуатации на многолетнемерзлых грунтах // *Материалы Междунар. конф. "Теория и практика оценки состояния криосферы Земли и прогноз ее изменений"*. Тюмень, 2006, т. 2, с. 228–232.

Капица П.Л. Волновое течение тонких слоев жидкости // *ЖЭТФ*, 1948, т. 18, вып. 1, с. 3–18.

Кутвицкая Н.Б., Минкин М.А. Проектирование оснований и фундаментов объектов обустройства нефтегазоконденсатных месторождений в сложных мерзлотно-грунтовых условиях // *Основания, фундаменты, механика грунтов*, 2014, № 1, с. 21–25.

Макаров В.И. Термосифоны в северном строительстве / В.И. Макаров. Новосибирск, Наука, 1985, 169 с.

Минкин М.А. Основания и фундаменты сооружений на вечномерзлых грунтах / М.А. Минкин. М., ГАСИС, 2005, 213 с.

- Миренбург Ю.С., Федосеев Ю.Г.** Взаимодействие термосвай с промораживаемым основанием // Регулирование температуры грунтов основания с помощью сезоннодействующих охлаждающих устройств. Якутск, ИМ СО РАН, 1983, с. 82–88.
- Михеев М.А.** Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. М., Энергия, 1973, 320 с.
- Основы** геокриологии. Ч. 5. Инженерная геокриология / Под ред. Л.Н. Хрусталева, Э.Д. Ершова. М., Изд-во Моск. ун-та, 1999, 518 с.
- Патент RU 150908 U1.** Устройство для термостабилизации грунтов / Я.Б. Горелик, В.П. Мельников, И.З. Фахретдинов, В.Ф. Штоль, Р.Я. Горелик // Открытия. Изобрет., 2015, № 7.
- Регулирование** температуры грунтов основания с помощью сезоннодействующих охлаждающих устройств / Отв. ред. С.С. Вялов. Якутск, ИМ СО РАН, 1983, 124 с.
- Ройзен Л.И.** Тепловой расчет оребренных поверхностей / Л.И. Ройзен, И.Н. Дулькин. М., Энергия, 1977, 255 с.
- Системы** температурной стабилизации грунтов оснований в криолитозоне // Тр. ученых и специалистов ООО НПО “Фундаментстройаркос” за 2010–2014 гг. / Под ред. Г.М. Долгих. Новосибирск, Акад. изд-во “Гео”, 2014, 218 с.
- СП 25.13330.2012.** Основания и фундаменты на вечномёрзлых грунтах. М., Минрегионразвития, 2008, 140 с.
- Уонг Х.** Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров / Х. Уонг. М., Атомиздат, 1979, с. 215.
- Хрусталева Л.Н., Янченко О.М., Наумова Л.А.** Опыт и перспективы использования автономных парожидкостных охлаждающих устройств в строительстве на вечномёрзлых грунтах // Регулирование температуры грунтов основания с помощью сезоннодействующих охлаждающих устройств. Якутск, ИМ СО РАН, 1983, с. 3–12.
- Gorelik J.B.** Laboratory study of the devices for thermostabilization of frozen ground // 10th Intern. Conf. on Permafrost. Salechard, Russia, Oral Presentation, Program, 2012, p. 10.
- Patent 3217791 US.** Means for Maintaining Permafrost Foundations / E.L. Long // Filed July 30, 1964, Ser. No. 386341 (Cl. 16545).

*Поступила в редакцию
18 июня 2015 г.*