

01, январь 2016

УДК 62-97/98

Определение коэффициента теплопередачи термостабилизатора грунта в зависимости от скорости обдувающего ветра

*Серебринникова И. Н., студент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения»*

*Научный руководитель: Леонов В. П., к.т.н., доцент
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения»
bauman@bmstu.ru*

Криолитозона (зона вечной мерзлоты) России является наиболее перспективным ресурсным регионом страны. На сегодняшний день в ней сосредоточено выше 30 % разведанных и более 90 % потенциальных запасов углеводородного сырья, значительная часть месторождений золота, олова, никеля, меди, каменного угля, торфа, леса, а также гидроресурсов и пресной воды.

В связи с обострившейся в последнее время проблемой глобального потепления, не представляется возможным безопасное строительство фундаментов жилых домов, дорог, прокладка нефтепроводов и трубопроводов без использования температурной стабилизации грунта.

При строительстве в условиях вечной мерзлоты необходимо поддержание определенной температуры грунта, не выше +2 °С в короткий летний период. Сам по себе мерзлый грунт – очень хорошее основание для свай, цементирующие свойства льда хорошо удерживают фундамент.

На данный момент, наиболее эффективным техническим решением проблемы охлаждения грунта являются термостабилизаторы грунта (ТСГ) на основе двухфазного парожидкостного термосифона, схема которого приведена на рис. 1.

Использование ТСГ сезонного действия позволяет дополнительно подмораживать грунт в зимний период и не допускать подвод тепла в летний период.

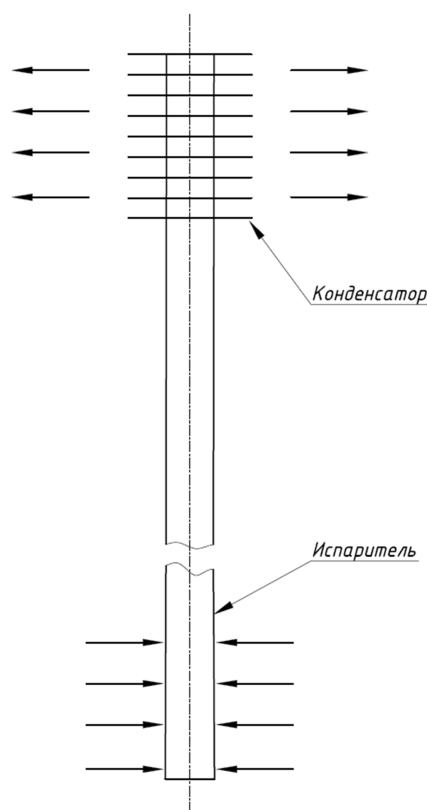


Рис. 1. Схема ТСГ

Основа ТСГ - термосифон - представляет собой герметично закрытую трубу, частично заполненную хладагентом. В полости трубы происходят процессы кипения и конденсации. При этом выделяют условные зоны – нагрева (испаритель), транспортную и конденсации (конденсатор). Так же испаритель называют зоной теплоподвода, конденсатор – зоной теплоотвода.

Принцип работы ТСГ основан на циркуляции хладагента. При повышении температуры в зоне нагрева хладагент закипает и образовавшийся пар поступает на участок охлаждения, где отдает тепло окружающей среде и конденсируется. Конденсат под действием сил гравитации возвращается на участок нагрева, замыкая таким образом своеобразный теплообменный цикл.

Были приняты следующие основные обозначения:

μ_{NH_3} – динамическая вязкость аммиака

λ_{NH_3} – теплопроводность аммиака

c_{NH_3} – удельная теплоемкость аммиака

α_{NH_3} – коэффициент теплоотдачи от тепловой среды к стенке

$\rho_{возд}$ – плотность теплоносителя (воздуха)

$\mu_{возд}$ – динамическая вязкость воздуха

$\lambda_{возд}$ – теплопроводность воздуха

$\alpha_{возд}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной среде

v – скорость ветра

$\lambda_{ст}$ – теплопроводность стали

σ_b – предел прочности стали

L – длина трубы

L_1 – длина трубы над поверхностью грунта

L_p – длина оребренной части трубы

D – наружный диаметр трубы

δ – толщина стенки

p – давление заправки трубы

t_{NH_3} – температура кипения аммиака при p

$t_{возд}$ – температура окружающей среды

h_p – расстояние между ребрами

D_p – диаметр ребра

k – коэффициент теплопередачи

Q – количество тепла

В данной работе поставлена задача рассчитать коэффициент теплоотдачи для ТСГ в зависимости от скорости ветра. В этом пригодятся знания теории подобия, которая моделирует не только геометрическое и механическое, но и тепловое подобие.

Для моделирования процессов теплообмена и практического применения теории подобия необходимо привести уравнения рассматриваемых процессов к безразмерному виду. Обычно для этого используют систему дифференциальных уравнений и соответствующие условия однозначности. В итоге можно получить безразмерные критерии подобия, на основе которых составляются критериальные зависимости. В нашем случае критериальное уравнение выглядит следующим образом:

$$Nu = PrRe^{0,5} \quad (1),$$

где

$$Nu = \frac{\alpha_{возд} d_э}{\lambda_{возд}} - \text{критерий Нуссельта, характеризующий условия теплообмена на границе}$$

между стенкой и воздухом;

$$Re = \frac{v D \rho_{возд}}{\mu_{возд}} - \text{критерий Рейнольдса, характеризующий характер движения воздуха};$$

$$Pr = \frac{\mu_{NH_3} c_{NH_3}}{\lambda_{NH_3}} - \text{критерий Прандтля, характеризующий физические свойства аммиака.}$$

В итоге, зная число Нуссельта, мы из опыта на модели и не производя непосредственных измерений в системе оригинала, можем определить коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{возд}} = \frac{\text{Nu} \lambda_{\text{возд}}}{D} \quad (2).$$

В результате подстановки числовых данных в критериальное уравнение (1), получим зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости ветра: $\alpha_{\text{возд}} = 52,98v^{0,5}$.

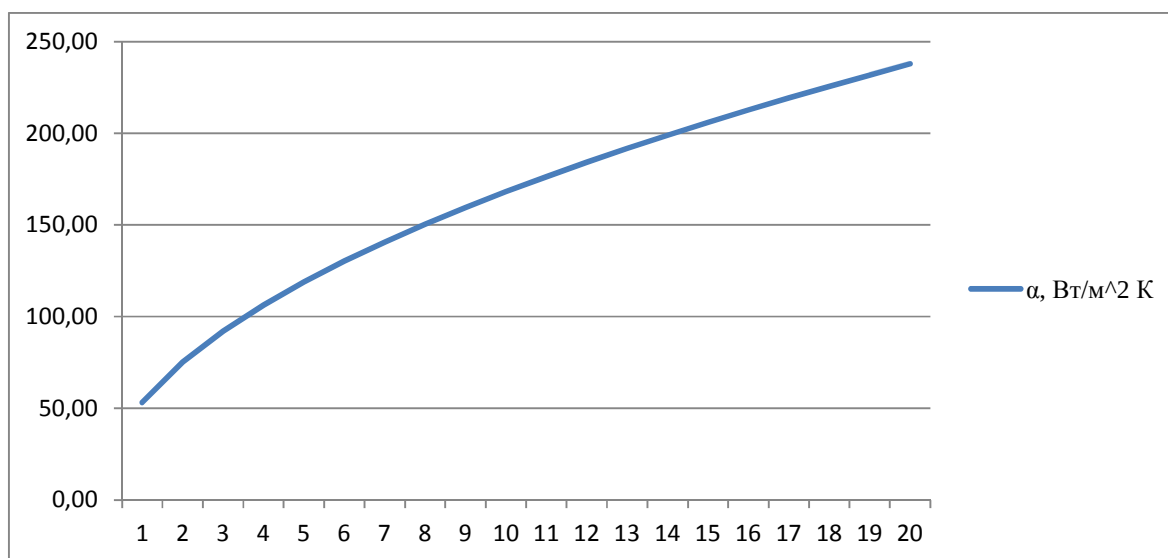


Рис. 2. График зависимости значения коэффициента теплоотдачи воздуха от скорости ветра

По данным Метеоцентра, для регионов вечной мерзлоты средняя скорость ветра в холодный период составляет 14-15 м/с. Скорость ветра измеряется на высоте 10 м. На уровне роста человека скорость ветра ниже в 1,5-2 раза. В расчетах примем скорость ветра равной 8,4 м/с, при этом $\alpha_{\text{возд}}$ будет равняться 154,13 Вт/м²К.

При установившемся тепловом состоянии количество тепла, переданное от теплой среды (аммиак) к стенке равно количеству тепла, прошедшего через стенку и отданного холодной среде (воздух). Тогда количество тепла q , отнесенное к единице поверхности, передаваемое через стенку, может быть выражено уравнением

$$q = k(t_{\text{NH}_3} - t_{\text{возд}}) \quad (3).$$

Для тонкостенных металлических труб при отношении внутреннего диаметра к наружному $\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} > 0,5$, коэффициент теплопередачи k можно вычислять, как для плоской стенки, по формуле следующего вида:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{NH}_3}}} \quad (4).$$

Когда коэффициент теплоотдачи с одной стороны стенки очень мал по сравнению с другим, коэффициент теплопередачи по своей величине будет приближаться к меньшему коэффициенту теплоотдачи. Тогда для увеличения теплового потока увеличивают поверхность теплоотдачи, применяя оребренные поверхности (см. рис. 3) с той стороны, где коэффициент теплоотдачи меньше.

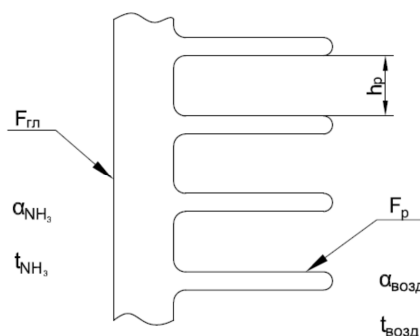


Рис. 3. Схема наружной поверхности конденсатора

Если вести расчет на единицу гладкой поверхности, то из формулы (4) получим

$$k_{\text{гл}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{NH}_3} F_p}} \quad (4.1).$$

Если вести расчет на единицу оребренной поверхности, то из формулы (4) получим

$$k_p = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}} F_{\text{гл}}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ст}} F_{\text{гл}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{NH}_3}}} \quad (4.2).$$

Отношение оребренной поверхности к гладкой называется коэффициентом оребрения.

Эти формулы не учитывают высоту ребра, так как считается, что ребра тонкие. При большой высоте ребра необходимо учитывать изменение температуры по высоте ребра. Ребра могут представлять со стенкой единое целое, а также могут быть изготовлены отдельно, а потом плотно соединены с поверхностью. При этом должен быть обеспечен плотный контакт ребра со стенкой во избежание большого термического сопротивления.

Для определения коэффициентов теплопередачи необходимо знать толщину стенки трубы. Ее можно вычислить с помощью котельной формулы

$$\delta = \frac{D_p}{2\sigma_B} \quad (5).$$

Для температуры кипения аммиака $t_{NH_3} = 0 - 0,5$ °C необходимо обеспечить при заправке трубы хладагентом давление $p = 0,429$ МПа. Значение σ_B для стали 40 равняется 520 МПа, значение диаметра трубы D примем равным 40 мм, $D_p - 120$ мм. В итоге расчета из формулы (5) получаем $\delta = 0,0165$ мм. Конструктивно примем $\delta = 2$ мм.

Для определения $F_{г\lambda}$ и F_p использовались следующие формулы:

$$F_{г\lambda} = \pi(D - \delta), F_p = \pi D L_1 + 2N \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D^2), \text{ где } N = \frac{L_p}{h_p}.$$

Используя для расчета коэффициентов теплопередачи табличные значения теплопроводности и коэффициента теплоотдачи аммиака, из формул (4.1), (4.2) получим следующие результаты:

$k_{г\lambda} = 148,85$ Вт/м²К для трубы без оребрения;

$k_p = 411,97$ Вт/м²К для трубы с оребрением.

Для термостабилизатора грунта без механического привода была получена зависимость коэффициента теплопередачи k от скорости ветра. Было установлено, что применение оребрения внешней части конденсатора увеличивает тепловой поток в 2,8 раза.

Список литературы

- [1] Ильин Е.В., Мальгина Е.В., Аршанский Я.Н. Холодильные машины и установки: учебник для сред. учеб. завед. по спец. «Холодильно-компрессорные машины и установки». М.: Пищевая пром-сть, 1964. 552 с.
- [2] Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. 2-е изд., доп. и перераб. Киев: Факт, 2005. 704 с.
- [3] Дан П.Д., Рэй Д.А. Тепловые трубы: пер. с англ. М.: Энергия, 1979. 272 с. [P.D. Dunn, D.A. Reay. Heat Pipes. Pergamon Press, Oxford, New York, Toronto, Sydney, Paris, Braunschweig, 1976.]
- [4] Бараненко А.В., Бухарин, Пекарев В.И., Сакун И.А., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины: учебник для студентов специальности «Техника и физика низких температур» / под общ. ред. Тимофеевского Л.С. СПб.: Политехника, 2006. 944 с.