

К вопросу о намораживании льда на боковой поверхности испарителей термосифонов

Г.С. Коровин, к.т.н., Бузулукский ГТИ – филиал ФГБОУ ВО Оренбургский ГУ; В.А. Шахов, д.т.н., профессор, А.П. Козловцев, к.т.н., С.В. Горячев, к.т.н., В.И. Квашенников, д.т.н., профессор, Л.П. Карташов, д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО Оренбургский ГАУ

Интенсивность намораживания льда на боковой поверхности термосифона зависит от конструктивно-технологических параметров термосифона и физико-химических свойств хладагента, заправленного в термосифон. Названные показатели определяют тепловую мощность (холодопроизводительность) термосифона, т. е. его теплопередающую способность от замораживаемой воды к морозному воздуху [1–4].

Теплопроводность внутреннего пространства термосифона приближённо можно рассчитать следующим образом.

Пусть имеется термосифон длиной 5 м, с внутренним диаметром трубы 25 мм. В термосифоне имеется 100 г жидкого фреона R22 и парообразная фаза. Термосифон содержится при температуре 273 К. Из таблиц физико-химических свойств R22 получаем:

– давление конденсации (кипения) при 0°C – 497600 Па;

– плотность жидкой фазы при 0°C – 1284 кг/м³;

– плотность парообразной фазы – 21,213 кг/м³.

Тогда полный объём внутреннего пространства трубы равен:

$$\frac{\pi}{4} \cdot 0,025^2 \cdot 5 = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Объём, занимаемый жидкой фазой, равен 78 см³.

Высота трубы, занимаемая жидкой фазой, = 0,159 м (15,9 см).

Поместим испаритель термосифона в воду бассейна с температурой 0°C, а температура воздуха над водой, т. е. в зоне расположения конденсатора, равна –10°C. Давление конденсации (кипения) при –10°C равно 354300 Па.

Пары фреона в верхней части трубы (конденсатор) начнут конденсироваться, уменьшая давление до 354300 Па. Разность давлений паров между испарителем и конденсатором составит [3]:

$$497600 \text{ Па} - 354300 \text{ Па} = 143300 \text{ Па}.$$

В этом случае сила, действующая на столб фреоновых паров высотой, равной 5 м – 0,159 м = 4,841 м, окажется равной:

$$\frac{\pi}{4} \cdot 0,025^2 \cdot 4,841 \cdot 21,213 = 0,05 \text{ кг.}$$

В массе паров 0,05 кг содержится количество теплоты, равное:

$$0,05 \text{ кг} \cdot 205,36 \text{ кДж/кг} = 10,35 \text{ кДж,}$$

где 205,36 кДж/кг – удельная теплота парообразования фреона R22.

Нетрудно подсчитать, что длительность перемещения паров фреона от испарителя до конденсатора будет значительно меньше 1 сек. Но если даже принять, что длительность равна 1 сек., тогда мощность теплопередачи составит 10,35 кДж/с = 10,35 кВт. Такую скорость теплопередачи на практике получить, конечно, невозможно.

На практике теплота от замерзающей воды до морозного воздуха передаётся через многослойный «пирог» [5–9]. Вода → ледяной слой на стенке испарителя → стенка испарителя → внутреннее пространство термосифона → стенка конденсатора → ребро оребрения конденсатора → морозный воздух. Термическое сопротивление всей цепочки равно сумме термических сопротивлений всех звеньев цепочки, среди которых ледяной слой на испарителе имеет самую большую величину, возрастающую по мере роста толщины намораживаемого слоя льда. Поэтому мощность теплопередачи (холодопроизводительность) будет в несколько раз меньше вычисленной (10,35 кВт) [3, 4, 7, 8].

В работе Г.В. Аникина и др. «Тепломассоперенос в вертикальном парожидкостном термосифоне» (журнал «Криосфера Земли», т. XIII, № 3, 2009 г.) приведена математическая модель функционирования парожидкостного термосифона при замораживании грунта [1, 5]:

$$Q = \frac{t_a K}{\frac{1}{\bar{H}_{ор} \cdot L_{ор}} + \frac{1}{\lambda_{гр} \cdot 2\pi \cdot L_{исп}} \cdot \ln\left(\frac{r_0}{b}\right)}, \quad (1)$$

где Q – тепловая мощность (холодопроизводительность) термосифона, Вт;

t_a – температура морозного воздуха, К;

$\bar{H}_{ор}$ – теплопередача от одного погонного метра оребренной поверхности конденсатора, Вт/(м·К);

$L_{ор}$ – длина оребренной части термосифона, м;

$\lambda_{гр}$ – коэффициент теплопроводности грунта, Вт/м·К;

$L_{исп}$ – длина испарительной части термосифона, м;

r_0 – радиус промерзания грунта, заданный нулевой изотермой, м;

b – внешний радиус трубы термосифона, м.

На основе данной модели, задавшись численными значениями величин: $L_{ор} = 1,15$ м, $L_{исп} = 7$ м, $\lambda_{гр} = 1,6$ Вт/(м·°С), $t_a = -21$ °С, авторы получили расчётную зависимость тепловой мощности термосифона (Q , Вт) от радиуса промерзания грунта

(R , м), скорости ветра (V , м/с) и типа хладагента (аммиак, углекислота).

Анализируя результаты расчёта, авторы делают выводы:

1. Тепловая мощность термосифона имеет сильную зависимость от радиуса промерзания грунта;

2. Зависимость мощности термосифона от вида хладагента слабая.

В связи с тем что коэффициент теплопроводности водного льда (2,1 Вт/(м·К)) незначительно отличается от коэффициента теплопроводности влажных грунтов, следует полагать, что данная математическая модель будет адекватно отражать интенсивность намораживания водного льда в рассматриваемом бассейне.

Преобразуя выражение 1, получим:

$$Q = \frac{t_a}{\frac{2\pi r}{\bar{H}_{ор} \cdot S_{ор}} + \frac{r \ln\left(\frac{r_0}{b}\right)}{\lambda_{л} \cdot S_{исп}}}, \quad (2)$$

где $\lambda_{л}$ – коэффициент теплопроводности льда, Вт/(м·К);

r – радиус трубы термосифона, м;

$S_{ор}$ – площадь оребренной поверхности термосифона, м²;

$S_{исп}$ – площадь испарительной поверхности термосифона, м².

Выражение 2 будет адекватно отражать интенсивность намораживания льда вокруг испарителя термосифона. При его анализе получено, что наибольшее влияние на процесс намораживания льда на поверхности термосифона оказывают такие факторы, как температура морозного воздуха, скорость ветра, площадь испарителя и площадь конденсатора.

Но все приведённые выше математические модели намораживания водного льда в рассматриваемом бассейне не учитывают особенность рассматриваемого водоёма (бассейна): наличие теплоизоляции стен и дна бассейна, наличие навеса для защиты от солнечной радиации и снегопада, взаимного влияния работы термосифонов (подвод холода к воде снизу) и поверхностного слоя льда (подвод холода к воде сверху).

Литература

1. Аникин Г.В., Поденко Л.С., Феклистов В.Н. Тепломассоперенос в вертикальном парожидкостном термосифоне / Криосфера Земли. 2008. Т. 8 №3. С. 54–58.
2. Завражнов А.И. Круглогодное использование природного холода в условиях молочно-товарных ферм Южного Урала: рекомендации / Завражнов А.И., Козловцев А.П., Квашенников В.И. [и др.]. Мичуринск, 2016.
3. Квашенников В.И., Шахов В.А., Козловцев А.П. Природный холод – приоритетное направление при охлаждении молока // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2015. №6 (56). С. 90–93.
4. Коровин Г.С., Квашенников В.И., Козловцев А.П. Энергосберегающий метод охлаждения молочной продукции // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2013. № 3. С. 97–99.
5. Коровин Г.С. Терминология при производстве и эксплуатации ледогенераторов / Квашенников В.И., Козловцев А.П., Шахов В.А. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2014. № 2. С. 30–32.

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

6. Коровин Г.С. Энергосберегающая технология заготовки естественного льда на молочных фермах / Г.С. Коровин В.И. Квашенников, А.П. Козловцев, В.А. Шахов // Научное обозрение. 2015. № 4. С. 17–22.
7. Патент на изобретение № 2627574 Установка для послойного намораживания и использования природного льда при охлаждении молока / В.И. Квашенников, А.П. Козловцев, В.А. Шахов [и др.]. Оpubл. 08.08.2017 г. Бюл. № 22.
8. Квашенников В.И., Шахов В.А., Козловцев А.П. Пред-
посылки использования комбинированного аккумулятора природного холода на основе фазовопереходных теплообменников // Достижения науки и техники АПК. 2017. № 7. С. 66–68.
9. Шахов В.А. Альтернативные источники энергии в системе охлаждения пищевой продукции / В.А. Шахов, А.П. Козловцев, И.З. Аширов [и др.] // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. 2017. № 3 (65). С. 99–101.