

УДК 62-1/-9

Влияние величины тепловой нагрузки на степень сухости в термосифонном испарителе

***Серебряков Н.Ю.**, студент*

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

***Шамсутдинов И.Р.**, студент*

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

Научный руководитель: Навасардян Е.С., к.т.н.,

*доцент кафедры «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения»
Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана
navasard@bmstu.ru*

Термосифонные испарители - испарители, в которых движущей силой является разница в плотности хладагента в двух ветвях контура отделитель жидкости – испаритель.

Термосифоны являются наиболее экономичным решением для затопленных испарителей, поскольку исключает затраты на насос и его эксплуатацию. Однако коэффициент циркуляции в большой степени зависит от теплопереноса и падения давления в различных частях этой системы, которые, в свою очередь, зависят от циркуляции, т.е. наблюдается взаимодействие и взаимозависимость между падением давления, скоростью циркуляции и теплопередачей в системе циркуляции.

По определению термосифон подразумевает циркуляцию под действием различия плотности хладагента в двух ветвях контура испаритель - сепаратор, горячей и холодной. Предположим, что агрегат, представленный на рис. 1, не работает, но заполнен хладагентом. Оба клапана открыты. Уровень хладагента в отделителе жидкости такой же, как в испарителе.

Когда в испаритель с другой стороны подается охлаждаемая среда, хладагент разогревается, постепенно начинается кипение и каналы частично заполняются поднимающимися вверх пузырьками. Таким образом, средняя плотность в ветви, представленной испарителем, оказывается значительно меньшей, чем в ветви, образованной отделителем жидкости и нисходящей трубой.

Следовательно, эти две ветви не сбалансированы и хладагент постепенно начинает поступать в испаритель из отделителя жидкости по нисходящей трубе. В верхней части испарителя двухфазная смесь выдавливается в отделитель жидкости, в котором жидкость и пар разделяются. В нижней части испарителя поступающий хладагент разогревается и затем начинает кипеть. Таким образом, двухфазная смесь постоянно находится в каналах теплообменника.

По мере увеличения скорости циркуляции увеличивается перепад давлений в трубах и аппаратах контура, и, наконец, этот перепад давлений уравнивает движущую силу (см. рис.1). Система приходит в стационарное состояние, расход хладагента через испаритель и доля испаренного хладагента постоянны.

В отделитель жидкости поступает насыщенная парожидкостная смесь. Здесь жидкость отделяется, и хладагент вновь поступает в испаритель, но теперь уже не в насыщенном состоянии. Температура здесь такая же, как в отделителе жидкости, но давление выше на величину гидростатического напора между уровнем жидкости в сепараторе и входом в испаритель, т.е. хладагент переохлажден.

Это означает, что в первой части теплообменника происходит лишь повышение температуры, но не кипение. Однако по мере продвижения хладагента вверх давление снижается, что вызывает уменьшение переохлаждения.

Эти два эффекта (повышение температуры и снижение давления) приводят к тому, что через некоторое время хладагент достигает точки кипения и закипает, хотя и при более высокой температуре, чем на выходе. Давление продолжает падать из-за изменения высоты и гидравлического сопротивления, и хладагент, теперь в насыщенном состоянии, продолжает подниматься при уменьшении температуры и вновь поступает в отделитель жидкости.

На рис. 1 показано изменение температуры от входа до выхода испарителя. Обратите внимание на небольшое падение температуры хладагента, которое объясняется падением давления в выходном трубопроводе. Это падение температуры не связано с переносом теплоты, а обусловлено адиабатическим (т.е. без теплообмена с окружающей средой) расширением двухфазного хладагента. По причине этого падения температуры температура на выходе теплообменника несколько выше, чем на входе.

$$h_{n.жс.} = \frac{Q_0}{G} + h_{жс} \quad (3)$$

Зная энтальпию парожидкостной смеси на выходе из испарителя, можно определить степень сухости x . Следовательно, можно определить расход жидкости и пара на выходе:

$$\begin{aligned} G_n &= x \cdot G \\ G_{жс} &= G - G_n \end{aligned} \quad (4)$$

Для работы термосифонного испарителя необходим перепад давления, который возникает вследствие давления столба жидкости из-за расположения сепаратора и изменения плотности хладагента при кипении (рис. 2):

$$\Delta p = \rho_{жс} \cdot g \cdot h + (\rho_{жс} - \rho_{n.жс.}) \cdot g \cdot L \quad (5)$$

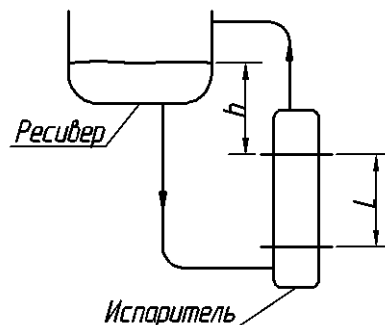


Рис. 2. Возможный перепад давления в термосифонном испарителе

Для определения плотности парожидкостной смеси найдём удельный объём:

$$v_{n.жс.} = \frac{\frac{G_n}{\rho_n} + \frac{G_{жс}}{\rho_{жс}}}{G_n + G_{жс}} \quad (6)$$

$$\rho_{n.жс.} = \frac{\ln\left(\frac{v_{n.жс.}}{v_{жс}}\right)}{v_{n.жс.} - v_{жс}} \quad (7)$$

Численный расчёт представлен в таблице. Построены графики зависимости степени сухости (рис.3) и возможного перепада давления (рис.4) от расхода хладагента.

Зависимость параметров термосифонного испарителя от степени сухости

Общий расход, кг/с	Удельная холодопроизводительность, кДж/кг	Энтальпия парожидкостной смеси на выходе из испарителя, кДж/кг	Степень сухости	Расход пара, кг/с	Расход жидкости, кг/с	Удельный объём парожидкостной смеси, м ³ /кг	Плотность парожидкостной смеси, кг/м ³	Возможный перепад давления, бар
0,75	1333,3	1358,3	0,964	0,723	0,03	1,422	4,821	0,258
1,00	1000,0	1025,0	0,723	0,723	0,28	1,067	6,158	0,258
1,50	666,7	691,7	0,482	0,723	0,78	0,712	8,667	0,257
2,50	400,0	425,0	0,290	0,725	1,78	0,429	13,220	0,256
5,00	200,0	225,0	0,145	0,725	4,28	0,215	23,213	0,253
10,00	100,0	125,0	0,072	0,72	9,28	0,108	40,215	0,248
12,5	80,0	105	0,058	0,725	11,78	0,087	47,432	0,246

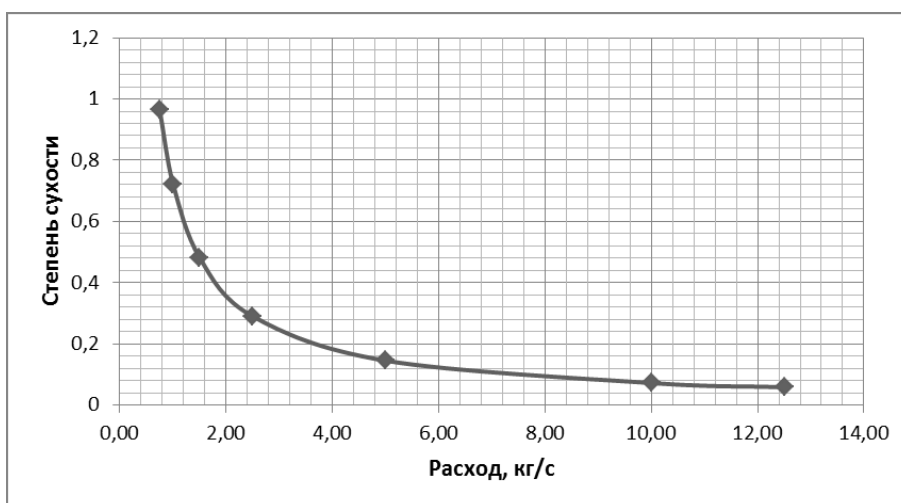


Рис. 3. Зависимость степени сухости от расхода хладагента в испарителе

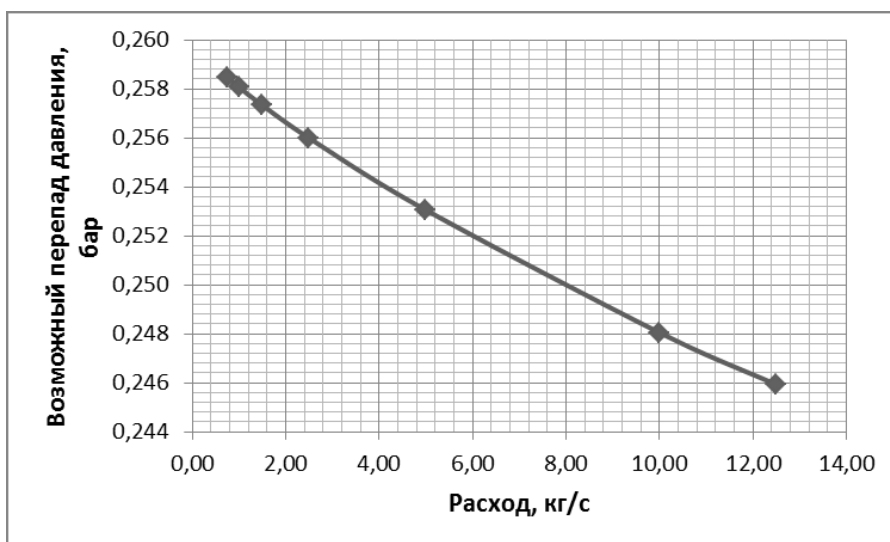


Рис. 4. Зависимость возможного перепада давления в испарителе от расхода

Спроектируем термосифонный испарительный узел аммиачной холодильной машины с заданными ранее параметрами, который состоит из пластинчатого испарителя,

ресивера-сепаратора, труб и вентиля, контролирующего расход хладагента через испаритель.

Пластинчатый испаритель НН№113 ДУ250 фирмы «Ридан» подбираем из условия требуемой холодопроизводительности и расхода хладагента.

Для регулирования расхода выбираем вентиль REG 65 фирмы «Danfoss». Конструкция клапана обеспечивает возможность очень тонкого регулирования. Чтобы обеспечить необходимый расход нужно будет установить два вентиля параллельно.

Диаметры труб определим из уравнения расхода $G = \rho \cdot V \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$, приняв скорость жидкости 1 м/с и скорость парожидкостной смеси 5 м/с:

$$d_{жс} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_{жс} \cdot V_{жс}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,5}{3,14 \cdot 662,3 \cdot 1}} = 155_{мм}$$

$$d_{п.жс.} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_{п.жс.} \cdot V_{п.жс.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12,5}{3,14 \cdot 47,4 \cdot 5}} = 260_{мм}$$

Для аммиачной машины мощность 1 МВт выбираем ресивер-сепаратор объёмом 500 л., который способен вместить в себя весь циркулирующий в системе хладагент при условии непопадания его в линию всасывания компрессора.

Полученная модель термосифонного испарителя показана на рис.5. Размеры: 5000 мм, 875 мм, 3800 мм.

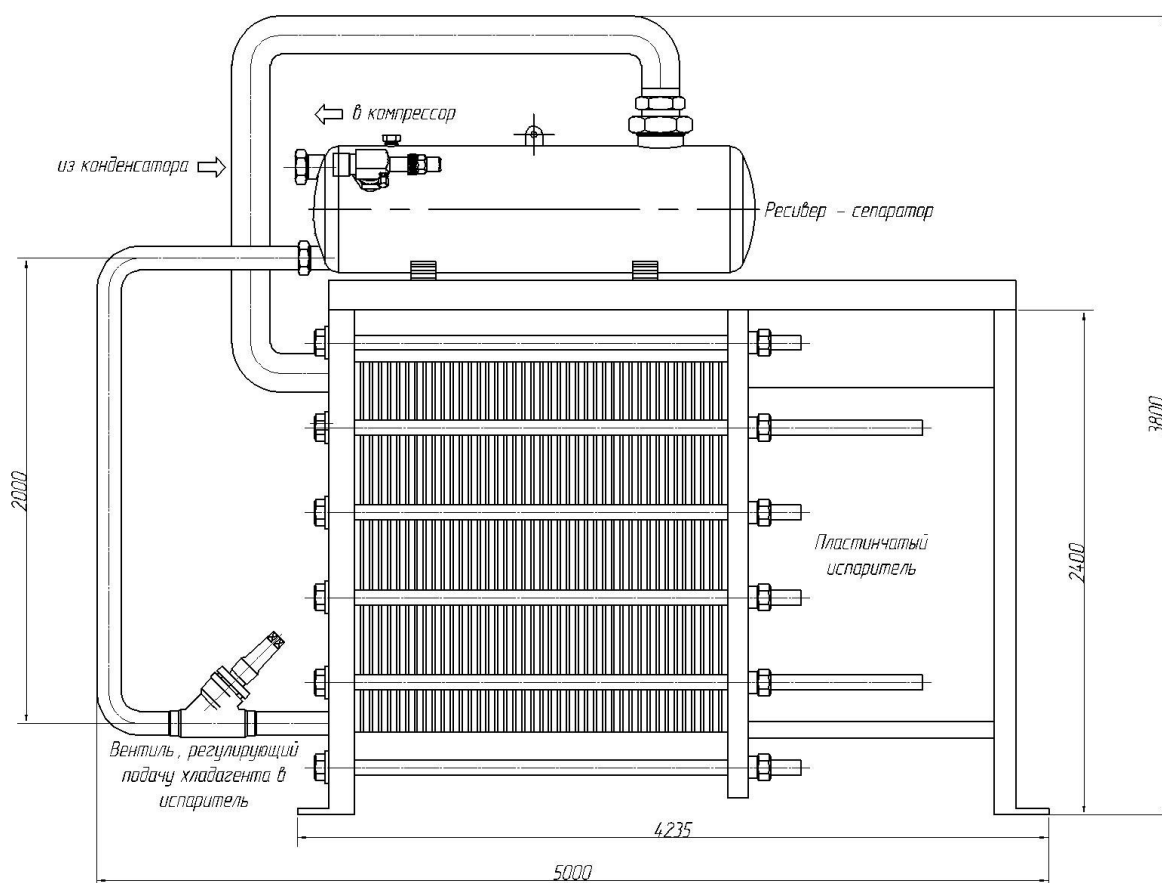


Рис. 5. Термосифонный испаритель

Список литературы

1. Кошкин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчёты холодильных машин. СПб.: Машиностроение, 1996. 462 с.
2. Claes Skuhede. Alfa Laval. Italy, 2001. 170 p.
3. Thakore S.B., Bhatt B.I. Introduction to process engineering and design. Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2007. 748 p.