

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Н. И. Гоголь, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.;
Ю. П. Денисов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.;
В. С. Ольшамовский, канд. техн. наук, доц.;
Е. Х. Русов, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Аннотация. По результатам анализа существующих схем установок по утилизации тепла перегретого пара холодильных установок рассмотрена возможность более эффективной утилизации этого тепла за счет применения универсальной схемы, включающей теплообменник, бак-аккумулятор горячей воды для коммунального использования и пастеризатор. Определена термодинамическая эффективность теплообменника при различных расходах промежуточного теплоносителя.

Ключевые слова: холодильная установка, утилизация тепла, теплообменник, бак-аккумулятор, пастеризатор, промежуточный теплоноситель.

Анотація. За результатами аналізу існуючих схем установок з утилізації тепла перегрітої пари холодильних установок розглянуто можливість більш ефективної утилізації цього тепла за рахунок застосування універсальної схеми, що включає теплообмінник, бак-аккумулятор гарячої води для комунального споживання і пастеризатор. Визначено термодинамічну ефективність теплообмінника при різних витратах проміжного теплоносія.

Ключові слова: холодильна установка, утилізація тепла, теплообмінник, бак-аккумулятор, пастеризатор, проміжний теплоносій.

Abstract. The possibility of more effective heat recovery by means of application of the universal scheme which includes the heat exchanger, storage tank with hot water for the municipal services and a pasteurizer has been considered (according to the analysis results of the existing installation schemes on the heat recovery of the superheated vapor of the cooling units). The thermodynamic efficiency of the heat exchanger at various consumptions of the intermediate heat-carrier is defined.

Keywords: cooling unit, heat recovery, heat exchanger, storage tank, pasteurizer, intermediate heat-carrier.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В различных отраслях промышленности, в том числе пищевой, существует необходимость утилизации тепла перегретого пара аммиачных холодильных установок, у которых температура перегрева пара достигает 130...140 °С. Некоторые предприятия утилизируют это тепло с помощью кожухотрубных или змеевиковых теплообменников, установленных на линии перегретого пара [1].

Известны конструктивные решения утилизационных установок на базе кожухотрубных и змеевиковых теплообменников [1], а также описание их характеристик [2]. Однако такие теплообменники сами по себе не обеспечивают эффективного использования тепла перегретого пара, так как холодильные установки работают обычно в непрерывном режиме, а потребление горячей воды является периодическим.

Использование объема теплообменника для аккумуляции горячей воды снижает термодинамическую эффективность этого теплообменника и приводит лишь к частичному использованию тепла перегретого пара.

В связи с этим является актуальной разработка такой утилизационной установки, которая позволила бы эффективно использовать тепло перегретого пара в течение всего времени ее работы.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ – повышение эффективности утилизационной установки вследствие полного использования теплового потенциала перегретого пара холодильной установки.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Наиболее перспективно применение утилизационной установки для аммиачных холодильных установок, у которых температура перегретого пара в конце сжатия достигает значений 130...140 °С. При этом, утилизационная установка вписывается в схему холодильной установки в качестве форконденсатора и, таким образом, повышает эффективность работы непосредственно конденсатора холодильной установки, а также уменьшает отрицательное влияние холодильной установки на окружающую среду вследствие уменьшения теплового загрязнения.

На рис. 1 представлена схема утилизационной установки, которая позволяет полностью использовать тепло перегретого пара холодильной установки для получения необходимого количества горячей воды коммунального хозяйства предприятия и реализовать пастеризацию молока на молокозаводе или других продуктов на различных предприятиях.

Здесь теплообменник 1 используется для нагрева промежуточного теплоносителя (например, дистиллята), который направляется при необходимости в пастеризатор 2 для пастеризации молока на молокозаводе или после этой операции в бак-аккумулятор 3 для нагрева воды, используемой в коммунальном хозяйстве предприятия. Переключение направления движения промежуточного теплоносителя

носителя осуществляется с помощью трехходовых вентилей 4.

Кроме этого, регулирующие вентили 5 используются для регулирования расхода промежуточного теплоносителя через пастеризатор и теплообменник, а также на выходе горячей воды из бака-аккумулятора. На линии выхода промежуточного теплоносителя из пастеризатора циркуляционный есть насос 6, а циркуляция промежуточного теплоносителя между баком-аккумулятором и теплообменником осуществляется в режиме естественной циркуляции. Расчеты режима естественной циркуляции показывают, что устойчивая естественная циркуляция промежуточного теплоносителя по данной схеме достигается при разности высот между баком-аккумулятором и теплообменником в пределах 2 м.

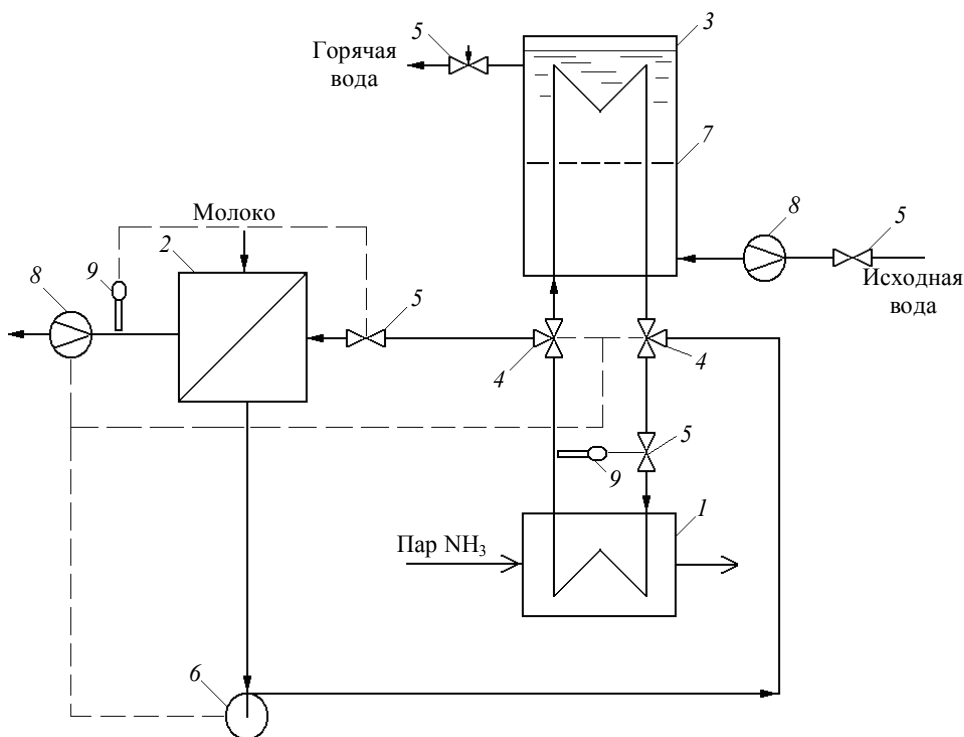


Рис. 1. Схема утилизирующей установки

Диафрагма 7 применяется для разделения объемов горячей и холодной воды, а расходомеры 8 используют для замера расхода исходной воды в бак-аккумулятор и расхода молока в пастеризатор. Датчики температуры 9 используют для регулирования расхода промежуточного теплоносителя через теплообменник и пастеризатор.

В табл. 1 представлены термодинамическая эффективность теплообменника, а также температуры промежуточного теплоносителя (воды-дистиллята) и пара аммиака на выходе из теплообменника в зависимости от расхода промежуточного теплоносителя (воды-дистиллята).

Таблица 1. Основные показатели теплообменника для диапазона расходных теплоемкостей $C_{NH_3}/C_{H_2O} = 0,2...1,0$

Основные показатели теплообменника	C_{NH_3}/C_{H_2O}				
	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2
Расход воды-дистиллята, кг/с	0,055	0,069	0,092	0,14	0,27
Термодинамическая эффективность	0,72	0,77	0,83	0,88	0,91
Тепловая мощность теплообменника, кВт	18,2	19,5	21,0	22,2	23,2
Температура воды-дистиллята на выходе, °C	99	88	75	58	41
Температура аммиака на выходе, °C	51	45	39	34	29

На рис. 2 представлено характер изменения температуры паров аммиака и воды-дистиллята по длине теплообменника.

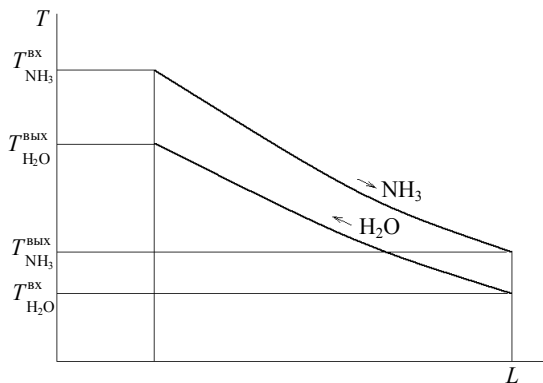


Рис. 2. Характер изменения температуры паров аммиака и воды-дистиллята по длине теплообменника

Из предварительного расчета теплообменника определены коэффициент теплопередачи $k = 0,3 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и поверхность теплообмена $F = 2 \text{ м}^2$ при среднем температурном напоре $\Delta t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ (применительно к холодильной установке А-110-3 с $Q_0 = 93 \text{ кВт}$).

Ниже приведены расчетные формулы для определения основных показателей теплообменника, рассмотренных в таблице.

1. Тепловая мощность теплообменника

$$Q = E \cdot C_{\text{NH}_3} (t_{\text{NH}_3}^{\text{вх}} - t_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{вх}}).$$

2. Термодинамическая эффективность теплооб-

менника [3]

$$E = \frac{\frac{kF}{C_{\text{NH}_3}} \left(1 - \frac{C_{\text{NH}_3}}{C_{\text{H}_2\text{O}}} \right)}{1 - \frac{C_{\text{NH}_3}}{C_{\text{H}_2\text{O}}} e^{-\frac{kF}{C_{\text{NH}_3}} \left(1 - \frac{C_{\text{NH}_3}}{C_{\text{H}_2\text{O}}} \right)}}.$$

3. Расходная теплоемкость паров аммиака

$$C_{\text{NH}_3} = c_{\text{NH}_3} G_{\text{NH}_3}.$$

4. Расходная теплоемкость воды-дистиллята

$$C_{\text{H}_2\text{O}} = c_{\text{H}_2\text{O}} G_{\text{H}_2\text{O}}.$$

5. Температура воды-дистиллята на выходе из теплообменника

$$t_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{вых}} = t_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{вх}} + \frac{Q}{C_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

6. Температура паров аммиака на выходе из теплообменника

$$t_{\text{NH}_3}^{\text{вых}} = t_{\text{NH}_3}^{\text{вх}} + \frac{Q}{C_{\text{H}_2\text{O}}}.$$

ВЫВОДЫ

Предложенная схема универсальной утилизационной установки позволяет полностью утилизировать тепло перегретого пара холодильной установки вплоть до начала конденсации пара. При этом термодинамическая эффективность теплообменника достигает 88...91 % при условии оптимального соотношения расходных теплоемкостей перегретого пара и промежуточного теплоносителя $C_{\text{NH}_3}/C_{\text{H}_2\text{O}} = 0,4...0,2$. Срок окупаемости утилизационной установки составляет 1,5 года (при стоимости горячей воды 10 грн/м³ и стоимости самой установки 30000 грн).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] **Беляев, Н. М.** Основы теплопередачи [Текст] / Н. М. Беляев. – К. : Вища школа, 1989. – 344 с.
- [2] **Козорез, А. И.** Определение статических характеристик горизонтальных кожухотрубных конденсаторов с водяным охлаждением на ЭВМ [Текст] / А. И. Козорез, Ю. И. Муратов, О. В. Радковский // Холодильная техника и технология : респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1987. – Вып. 44. – С. 35–39.
- [3] **Русов, Б. Х.** Утилизация тепла перегретых паров хладагента – экономия энергоресурсов предприятия [Текст] / Б. Х. Русов, Т. В. Шевченко // Холодильная техника и технология : респ. межвед. науч.-техн. сб. – 2003. – № 32. – С. 19–25.

© Авторський колектив

Надійшла до редколегії 03.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК д-р техн. наук, проф. М. І. Радченко