

Произведенные сравнительные анализы колебательной и динамической устойчивости с различными системами возбуждения позволяют сделать следующие выводы:

– генератор ТГ № 2 работает в условиях достаточно сильной связи с энергосистемой ($X_{\text{вн}}=0,15$ о.е.);

– при работе с новой тиристорной системой возбуждения СТН с АРВ сильного действия будет обеспечен большой запас устойчивости и лучшее затухание переходных процессов при малых возмущениях;

– СТН и СТС при одинаковых настройках АРВ обеспечивают практически одинаковую колебательную устойчивость;

– динамическая устойчивость параллельной работы станции с энергосистемой будет обеспечиваться при любом из рассматриваемых вариантов модернизации во всех схемно-режимных ситуациях, но наибольший запас динамической устойчивости обеспечит вариант установки на генераторе новой СТН с кратностью форсировки 2 о.е.;

– с позиции обеспечения системной надежности может быть реализован любой из вариантов модернизации.

УДК 536.24

УТИЛИЗАЦИЯ ТЕПЛА ОТ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК В РЕКУПЕРАТОРАХ НА ОСНОВЕ ДВУХФАЗНЫХ ТЕРМОСИФОНОВ

А.В. Шаповалов, А.В. Родин

*Учреждение образования: «Гомельский государственный
технический университет имени П.О. Сухого»,
г. Гомель, Республика Беларусь,
a_v_shapovalov@gstu.by*

Резюме: представлены результаты экспериментального исследования работы термосифонов, предложен способ утилизации тепла от компрессорных установок в рекуператорах на основе двухфазных термосифонов

Ключевые слова: термосифон, термическое сопротивление, рекуператор, компрессор

Summary: The results of an experimental study of the thermosyphon work and a method for utilizing heat from compressor plants in recuperators based on two-phase thermosyphons are presented

Key words: thermosyphon, thermal resistance, recuperator, compressor

Проблемы снижения потребления предприятиями тепловой и электрической энергии, повышения КПД промышленных установок и улучшения экологической обстановки весьма актуальны. Одним из рациональных решений является возврат части тепла, выделяемого в технологических процессах, в производственный цикл. С этой целью применяются теплообменники различных типов и конструкций, в том числе и аппараты на основе двухфазных высокоэффективных теплопередающих устройств, работающих по замкнутому испарительно-конденсационному циклу – тепловых труб и термосифонов. За счет интенсивных процессов испарения и конденсации рабочей жидкости внутри устройства тепловые трубы и термосифоны имеют минимальные термические сопротивления передачи тепла от зоны нагрева к зоне конденсации.

В отличие от тепловых труб термосифоны не требуют применения сложных капиллярных структур и поэтому отличаются простотой в изготовлении, надежностью в эксплуатации.

В учреждении образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О.Сухого» была проведена серия экспериментальных исследований для определения распределения температур стенки классического термосифона без внутренних вставок и пародинамического термосифона, с кольцевыми мини-каналами в испарителе и конденсаторе (рисунок 1), при разных подводимых тепловых нагрузках к испарителю, различной степени заполнения устройства дистиллированной водой, и разных углах наклона термосифона к уровню горизонта в вертикальной плоскости.

Конденсатор и испаритель термосифона представляют собой медные трубы внешним диаметром 35 мм с толщиной стенки 1,5 мм. В пародинамическом термосифоне внутри конденсатора и испарителя соосно закреплены трубы меньшего диаметра. Длина устройства – 2500 мм.

Условия проводимых экспериментов:

объем заправляемой рабочей жидкости (воды) – 250 мл (1/4 объема испарителя), 500 мл (1/2 объема испарителя); угол наклона термосифона относительно горизонтальной плоскости – 0° ; 30° ; 35° ; 40° ; подводимая тепловая нагрузка к испарителю: от 227,7 до 481,5 Вт (от 2530 до 5350 Вт/м²).

Результаты экспериментов представлены на рисунке 2.

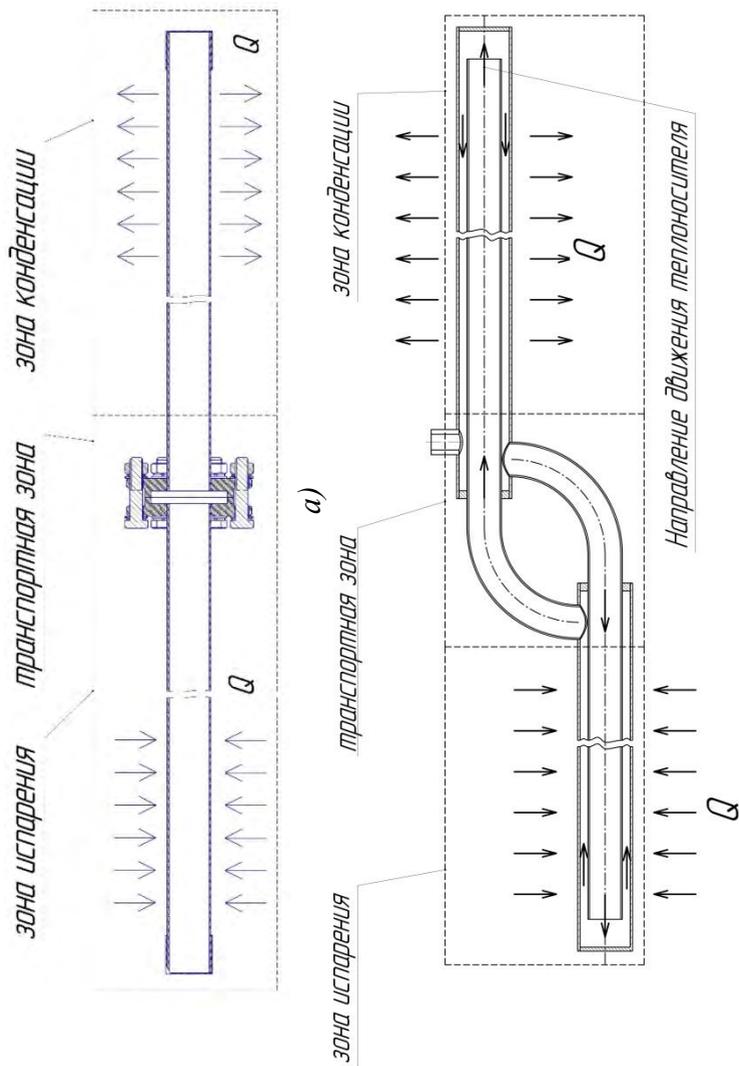


Рисунок 1 – Термосифон классической конструкции (а) и пародинамический термосифон с внутренними цилиндрическими вставками (б)

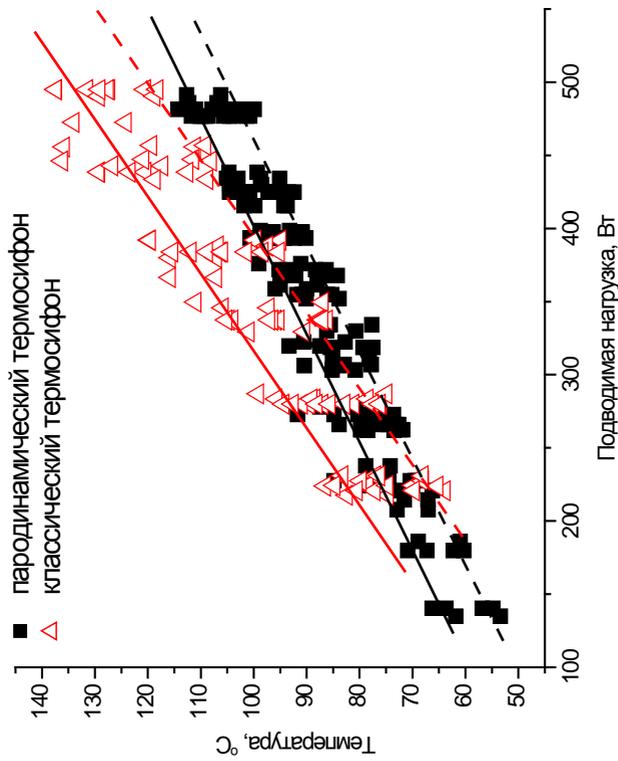


Рисунок 2 – График изменения средней температуры испарителя и конденсатора термосифонов от подводимой нагрузки (сплошная линия – испаритель; пунктирная линия – конденсатор)

Температуры стенок испарителя и конденсатора термосифона без внутренних цилиндрических вставок выше, чем температуры стенок пародинамического термосифона с цилиндрическими мини-каналами в испарителе и конденсаторе. Это связано с тем, что коэффициенты теплоотдачи в кольцевых зазорах пародинамического термосифона выше, чем в объеме испарителя и конденсатора классического термосифона. И это различие более выражено с увеличением подводимой тепловой нагрузки.

Так как пародинамический термосифон имеет более широкие диапазоны эффективной работы в вертикальном положении, а также меньшее термическое сопротивление по сравнению с классическим термосифоном, расширяются возможности его применения. Одним из направлений применения пародинамических термосифонов с внутренними цилиндрическими вставками является утилизация тепла от компрессорных установок с помощью рекуператоров.

В установках по производству сжатого воздуха нужно обеспечивать эффективное охлаждение, надежно отводящее количество избыточного тепла от компрессоров.

Согласно законам технической термодинамики, сжатие газа сопровождается повышением его температуры. Конечную температуру газа (после сжатия) можно определить согласно соотношению из технической термодинамики:

$$T_{\text{кон}} = T_{\text{нач}} \cdot n^{\frac{k-1}{k}} \quad (1)$$

где $T_{\text{нач}}$ и $T_{\text{кон}}$ – начальная и конечная температура газа, соответственно;

n – степень повышения давления газа;

k – показатель адиабаты сжимаемого газа.

По различным оценкам [2] количество отведённого тепла в единицу времени, которое отводится от сжимаемого газа в процессе сжатия и его подготовки перед подачей потребителю, может достигать до 90% от мощности привода компрессора.

Температура газа после сжатия в ступени компрессора может находиться в широких пределах и достигать 210 °С и выше.

Количество тепла, отводимого от компрессорной установки, находится в диапазоне от 60 до 90 % от подводимой электрической энергии [2].

Избыточное тепло можно полезно утилизировать для целей подогрева горячей воды либо воздуха на нужды отопления помещений и производственных цехов. В настоящее время тепло от многих установок просто сбрасывается в атмосферу и полезно не используется.

Количество тепла, которое отводится от сжатого газа теплообменными аппаратами, можно оценить по зависимости:

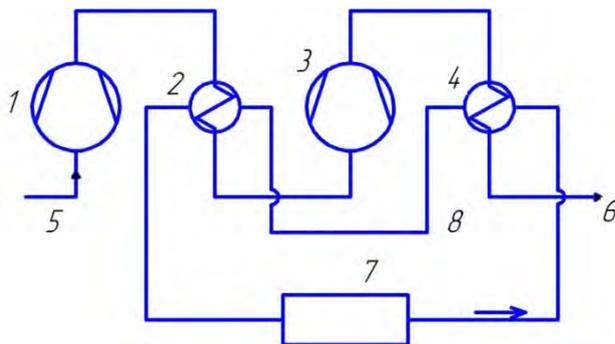
$$Q = G \cdot \Delta h \quad (2)$$

где Q – тепловая нагрузка на теплообменник [кВт];

G – массовый расход сжатого воздуха [кг/с];

Δh – разность энтальпии сжатого воздуха на входе и на выходе из теплообменника [кДж/кг].

Схема утилизации тепла от компрессоров представлена на рисунке 3. В системе воздушного охлаждения с промежуточным теплоносителем сжатый воздух охлаждается в промежуточном и конечном теплообменниках.



1 – первая ступень сжатия; 2 – промежуточный охладитель между первой и второй ступенью; 3 – вторая ступень сжатия; 4 – конечный охладитель; 5 – вход воздуха в первую ступень; 6 – подача воздуха потребителю; 7 – потребитель утилизированного тепла; 8 – контур промежуточного теплоносителя

Рисунок 3 – Схема утилизации тепла от компрессоров

В качестве промежуточного и конечного теплообменников можно использовать теплообменники на основе пародинамических термосифонов. Конструкция эффективных теплопередающих элементов разработана и запатентована на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и экология» учреждения образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О.Сухого». Проводятся исследования по изучению эффективности теплообмена внутри пародинамических термосифонов и проектированию теплообменных аппаратов на их основе. Схема такого теплообменника представлена на рисунке 4.

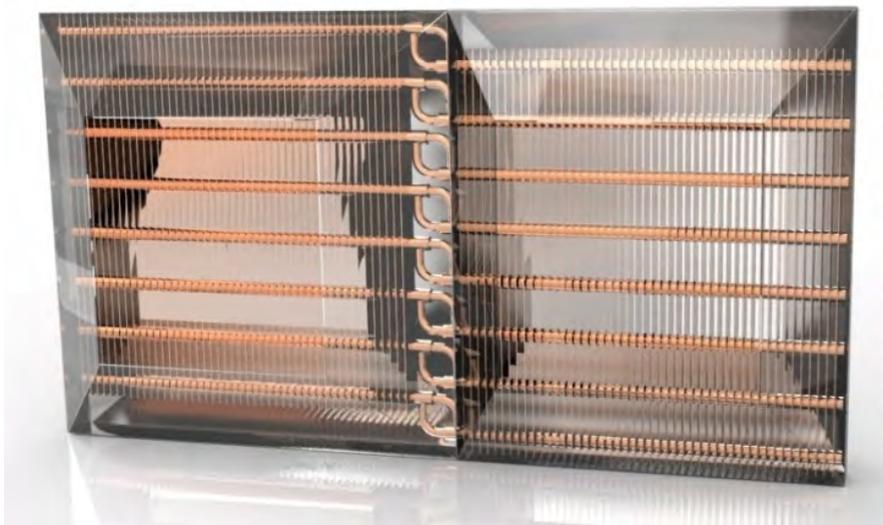


Рисунок 4 – Рекуператор на основе пародинамического термосифона

Библиографический список

1 Васильев Л.Л., Шаповалов А.В., Родин А.В., Журавлёв А.С. Экспериментальное исследование пародинамического термосифона с кольцевыми каналами в испарителе и конденсаторе // Тепло- и массоперенос–2015. Сб. научн. трудов. Минск: ИТМО имени А.В. Лыкова НАН Беларуси, 2016.

2. Денисов-Винский Н.Д. Тепло компрессорных установок // МегаПаскаль. Апрель, 2011. №2 – С. 6