ТЕПЛООТДАЧА В ИСПАРИТЕЛЕ УСТАНОВОК СУБЛИМАЦИОННОЙ СУШКИ

Каримов Кудратилла Фуадович, д.т.н., проф., студент,Абдукаюмов Жамолиддин Камолиддин угли
Ташкентский государственный технический университет

Одной из важных задач, рационального построения энергохозяйства промышленного предприятия является снижение энергозатрат на выпуск продукции. Эта задача носит межотраслевой характер и является актуальной народнохозяйственной проблемой. Решение этой проблемы в пищевой промышленности, например, при производстве сухо продуктов возможно путем повышения технического уровня системы сублимационной сушки. Повышение эффективности системы сублимационной сушки можно достичь совершенствованием конструкции, например, испарителя, холодильной машины системы. В испарителях холодильных машин, холодильный агент кипит за счет тепла, воспринимаемого от охлаждаемого тела. Теплообмен между ними происходит через стенки труб. Задачей настоящей работы является экспериментальное изучение возможности энергосбережения интенсификацией теплообмена, методом искусственной турбулизации потока с помощью кольцевых канавок (диафрагм) при кипении хладагентов. Рассматриваемый способ интенсификации теплообмена [1] применим для аппаратов, работающих на газах и жидкостях, при кипении и конденсации теплоносителей, т.е. обладает необходимой для практического применения универсальностью [2]. Теплообменная труба экспериментального участка диаметром ∅16х1 мм, длинной 1500 мм изготовлена из стали 1Х18Н10 и установлена внутри гладкой трубы диаметром D = 25 мм. Исследовались аппараты с гладкой трубой и 6 вариантов труб с параметрами накатки внутри (три трубы с шагом накатки t/D = 0,572 и отношениями диаметров диафрагм и трубы d/D = 0,883; 0,904; 0,931; и три трубы с t/D = 0,286 и d/D = 0,884; 0,908; 0,96). Ширина кольцевых диафрагм составляла 2 мм. Температура стенки опытных труб измерялась термопарами хромель – коппель с диаметром термоэлектродов 0,15 мм в девяти точках по длине трубы. Основные параметры в опытах измерялись в следующих пределах: температура кипения хладагента R12 t_0 = – 5… – 25 ^oC, плотность теплового потока q = 0,20…3,0 кВт/м^2. Расхождение в тепловом балансе экспериментального участка не превышало ±7%. Относительная погрешность определения коэффициента теплоотдачи, соответствующая доверительной вероятности 0,997, равна 7…8%.

Определялись средние по длине коэффициенты теплоотдачи снаружи и внутри трубы, при этом увеличение поверхности теплообмена за счет канавок снаружи и выступов внутри не учитывалось, и тепловой поток относился к поверхности гладкой трубы. В проведенных экспериментах

плотности теплового потока соответствовали рабочему режиму кипения испарителей холодильных машин, т.е. пузырьковому кипению и значения q меньше на 1,2…2 раза, чем критическая плотность теплового потока $q_{кр}$. Полученные опытные данные показали, что при кипении хладагентов R12 и R22 на наружной поверхности труб, увеличение теплоотдачи за счет турбулизаторов (не более 6%) можно не учитывать. Некоторое повышение среднего коэффициента теплоотдачи (до 15%) наблюдалось на трубе с t/D = 0,572 и d/D = 0,883. Проведенные исследования влияния кольцевых диафрагм на теплообмен со стороны раствора хлористого кальция показывают, что при $Re_р<2000$ теплоотдача в гладкой трубе и трубах с различными параметрами кольцевых канавок совпадает. Это объясняется тем, что при вязкостно-гравитационном течении свободная конвекция в горизонтальных трубах настолько велика, что дополнительная искусственная турбулизация потока практически не оказывает влияния. В переходном режиме $2300\leq Re_р\leq10^4$ и турбулентном $Re_р\geq10^4$ воздействие диафрагм начинает проявляться, причем величина интенсификации постоянна и зависит только от параметров накатки (t/D и d/D). Отметим, что наиболее эффективными являются трубы с большим шагом накатки (t/D=0,572). Это связано с тем, что при таком расположении искусственных турбулизаторов не образуются застойные зоны между диафрагмами и следовательно, идет лучшая турбулизация пристенного слоя. Для расчета коэффициента теплоотдачи к охлаждаемому рассолу для горизонтальных труб с поперечными диафрагмами получено уравнение:

$$Nu/Nu_{гл}=[0,85+0,75(t/D)]*28*\exp[-3(d/D)]. \quad (1)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дрейцер Г.А., Калинин Э.К., Закиров С.Г., Неверов А.С., Парамонов Н.В., Левин Е.С., Смольский К.В., Авторское свидетельство «Теплообменная труба», № 1307211, класс F28 F1/42, БИ, 1987 г.
2. Дрейцер Г.А. Критический анализ современных достижений в области интенсификации теплообмена в каналах. // Тр. Второй Рос. нац. конф. по теплообмену. М.:, Изд-во МЭИ. 1998. Т.8. С.91-98.