

Г. В. Васильева

(Белорусский политехнический институт)

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Теплообменные аппараты, работа которых основана на принципе работы тепловых труб, представляют простые, удобные в эксплуатации, компактные, высокоэффективные и надежные устройства. Они выполняются в виде герметично закрытой с торцов трубки, из которой выкачан воздух и в которую залита рабочая жидкость.

Принцип действия тепловой трубы основан на испарении рабочей жидкости с последующей ее конденсацией. Работает она следующим образом. В теплонапряженной части трубы жидкость-теплоноситель испаряется, охлаждая стенки. Образующийся при этом градиент давления заставляет пары перемещаться по длине трубы в более холодный конец, где они конденсируются, отдавая тепло внешнему холодильнику. Для того чтобы сконденсированная жидкость могла переместиться в горячий конец, внутренние стенки трубы делаются пористыми, поэтому смачиваемая жидкость под действием капиллярных сил может перемещаться в любом направлении, преодолевая гравитационные силы. Наличие фазовых превращений в замкнутом объеме (кипение и конденсация) позволяет при малом перепаде температур передавать большие тепловые потоки, так как тепловые трубы имеют эффективный коэффициент теплопроводности на порядок выше теплопроводности металла [1].

В настоящей статье приводятся результаты экспериментального исследования работы тепловой трубы с различными жидкими наполнителями (вода, метанол, октан, бутанол, гептан) для передачи тепла в области умеренных температур (80—180°C).

Экспериментальная установка представляет плоскую металлическую поверхность, на которую с одной стороны напаявались тепловые трубы, а с другой — электрический нагреватель постоянного тока. Холодильник для отвода тепла при конденсации пара в трубе представлял теплообменник, в котором циркулировала вода с заданной температурой. Расход ее измерялся с помощью системы ротаметров. Зная расход охлаждающей воды и перепад температур на входе и выходе теплообменника, можно подсчитать величину теплового потока, выделяемого при конденсации паров различных жидкостей в замкнутом объеме тепловой трубы. Распределение температур по длине трубы измерялось семиспайной дифференциальной термопарой с вторичным прибором ЭПП-09.

Испытания проводились при различных характеристиках внутренних стенок тепловых труб, а именно: варьировались толщина капиллярных стенок и размеры пор. При исследовании капиллярно-пористых стенок труб было рассмотрено 5 вариантов с различным числом слоев латунных сеток при разных диаметрах проволоки. Результаты исследования представлены в табл. 1.

Как показали эксперименты, оптимальной капиллярно-пористой структурой обладает труба № 2, имеющая параметры: диаметр проволо-

Порядковый номер тепловой трубы	Диаметр проволоки, мм	Число слоев сетки	Отверстие в свету ячейки, мм×мм
1	0,20	2	0,36 × 0,36
2	0,14	3	0,21 × 0,21
3	0,09	4	0,14 × 0,14
4	0,06	2	0,125 × 0,125
5	0,04	4	0,055 × 0,055

ки 0,14 мм; число слоев сетки 3; отверстие в свету ячейки 0,21×0,21. Была установлена зависимость предельной мощности тепловых труб при разных углах наклона θ (от 10 до 75°).

Из рис. 1 видно, что мощность теплового потока, переносимого тепловой трубой одного и того же размера, зависит от геометрии внутренних металлических сеток (числа слоев, размера ячейки, пористости).

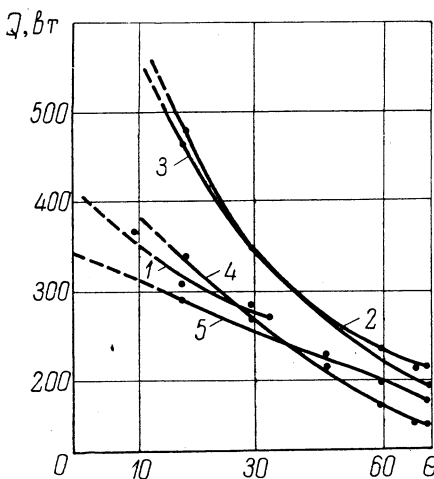


Рис. 1. Зависимость мощности теплового потока, передаваемой тепловой трубой, от геометрии ее внутренних стенок:

1 — диаметр проволоки 0,2 мм, число слоев сетки 2, размер ячейки 0,36×0,36; 2 — диаметр 0,14 мм, число слоев сетки 3, размер ячейки 0,21×0,21; 3 — диаметр 0,09 мм, число слоев сетки 4, размер ячейки 0,14×0,14; 4 — диаметр 0,06 мм, число слоев сетки 2, размер ячейки 0,125×0,125; 5 — диаметр 0,04 мм, число слоев сетки 4, размер ячейки 0,055×0,055.

Пересчет результатов опытов, представленных на рис. 1, на одно и то же число слоев, показан на рис. 2. Для рассматриваемого перепада температур максимальный отвод тепла обеспечивает тепловая труба № 2, минимальный — труба № 5.

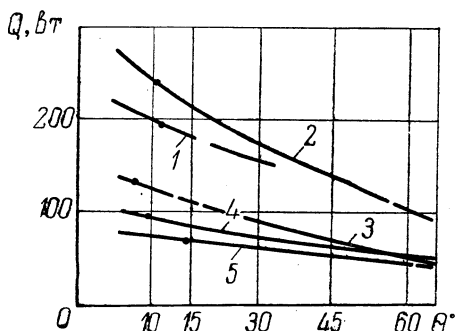


Рис. 2. Зависимость передаваемой мощности от геометрии внутренних стенок труб в пересчете на одно и то же число слоев сетки:

1, 2, 3, 4, 5, — порядковые номера тепловых труб с характеристиками, приведенными в табл. 1.

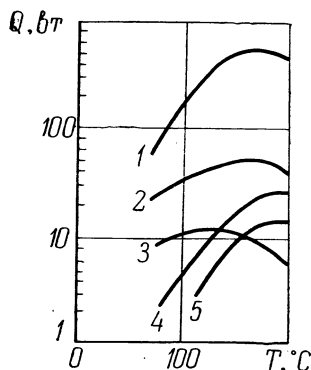


Рис. 3. Мощность теплового потока, передаваемая тепловой трубой в зависимости от вещества-теплоносителя:

1 — вода; 2 — метанол; 3 — октан; 4 — бутанол; 5 — гептан.

Полученные экспериментальные данные позволили установить жидкость-теплоноситель, обеспечивающий максимальный отвод тепла при заданном температурном перепаде. В области умеренных температур предпочтение следует отдавать воде, которая обладает высокой тепловой фазового перехода (рис. 3).

В заключение следует отметить, что при использовании тепловых труб в теплообменных аппаратах особое внимание следует уделять структуре внутренних стенок труб, обеспечивающих полный отсос жидкости из зоны конденсации за счет капиллярных сил при минимальном гидравлическом сопротивлении капиллярно-пористой системы и максимальную смачиваемость внутренних стенок трубы жидкостью-теплоносителем.

Литература

1. Chi, S. W., Cyganowicz T. A. Theoretical analysis of Craygenic Heat Pipes.— „ASME Paper“, 1970, № HT/Sp. T-6.