

Я. ТЕХВЕР, А. ТУНИК

## О КРИЗИСЕ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ КИПЕНИИ НА ПОВЕРХНОСТИ, ПОКРЫТОЙ ПОРИСТЫМ МАТЕРИАЛОМ

Рассматривается влияние пористого покрытия поверхности нагрева на величину критической тепловой нагрузки при кипении жидких диэлектриков в условиях естественной конвекции.

Испарительное охлаждение радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) имеет целый ряд преимуществ перед другими видами охлаждения [1]. К их числу можно отнести высокую интенсивность теплоотдачи, термостатирующее влияние системы охлаждения на аппаратуру, отсутствие надобности в дополнительных устройствах для принудительной циркуляции теплоносителя и устранения возникающих при этом акустических шумов. Подходящими теплоносителями для таких систем охлаждения являются фторорганические жидкие диэлектрики (фреоны). При охлаждении жидкими диэлектриками все элементы схемы могут контактировать с теплоносителем. Паровая фаза этих жидкостей имеет высокую электрическую прочность. Эти жидкости не стареют. Они негорючи и инертны по отношению к металлам и изоляционным материалам. Однако для них характерен такой недостаток, как относительно низкая величина максимального теплового потока, отводимого от охлаждаемой поверхности в кипящую жидкость ( $15 \div 30 \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$ ). В случае превышения этой величины тепловой нагрузки наступает кризис кипения. На охлаждаемой поверхности образуется паровая пленка, коэффициент теплоотдачи сильно уменьшается и охлаждаемый элемент, перегреваясь, выходит из строя.

Известен способ повышения критической плотности теплового потока путем оребрения охлаждаемой поверхности. Однако применительно к тепловыделяющим элементам РЭА оребрение не всегда возможно или целесообразно. В таком случае интенсификации испарительного охлаждения можно добиться путем покрытия тепловыделяющих поверхностей слоем лиофильного (смачивающего) пористого материала. Нами была исследована эффективность этих способов на горизонтальной, обращенной вверх медной поверхности диаметром 22 мм при атмосферном давлении с использованием трифтортрихлорэтана (Ф-113).

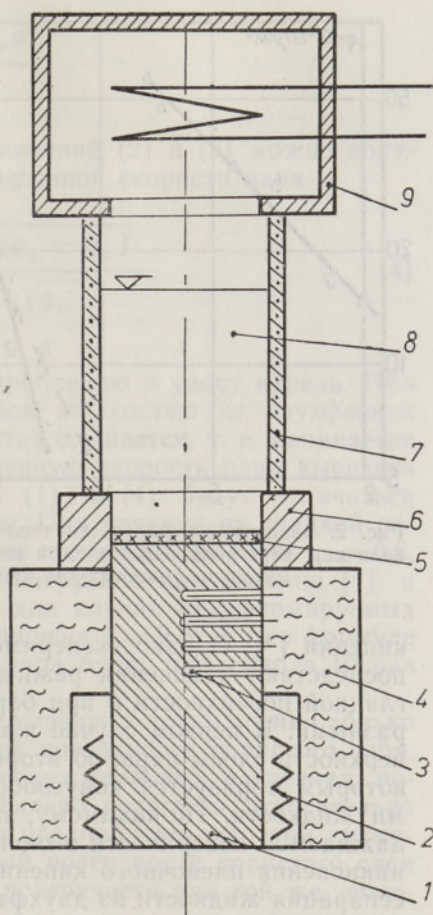
Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1. Рабочая камера состоит из стеклянного цилиндра внутренним диаметром 28 мм, торца (рабочей поверхности) медного цилиндрического нагревателя в нижней ее части и конденсатора в верхней. Тепловой поток передается теплопроводностью вдоль опытного образца к рабочей поверхности. Установка находится в термостате, в котором поддерживается температура, равная температуре кипения Ф-113,  $+47,6^\circ\text{C}$  с точностью  $\pm 1^\circ$ .



Тепловую нагрузку рабочей поверхности определяли по тепловому балансу конденсатора, а температуру — по показаниям четырех ХК-термопар, установленных в опытном образце. При этом температурное поле в опытном образце считали одномерным ввиду высокого коэффициента теплоотдачи при кипении жидкости на торце цилиндра и ввиду тепловой изоляции боковой поверхности цилиндра. Потери тепла через боковую поверхность цилиндра составляли менее 3% количества тепла, отводимого от торца цилиндра. Правильность такого предположения подтверждает линейное распределение температуры по длине образца. Измерения выполняли в установившемся режиме, который достигался примерно через 30 мин после изменения тепловой нагрузки.

Кривая 1 на рис. 2 показывает зависимость плотности теплового потока  $q$  от величины перегрева охлаждаемой гладкой поверхности от-

Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 — опытный образец, 2 — электрический нагреватель, 3 — ХК-термопара, 4 — тепловая изоляция, 5 — пористый слой, 6 — фторопластовая прокладка, 7 — стеклянная трубка, 8 — теплоноситель Ф-113, 9 — конденсатор.



носитеlem температуры кипения жидкости  $\Delta T$ . Кризис кипения наступал при  $22 \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$ , что хорошо соответствует расчету по формуле Кутателадзе—Зубера для критической плотности теплового потока [2]:

$$q_{\text{кр}} = c \cdot r \epsilon_V^{1/2} [g \sigma (\epsilon_L - \epsilon_V)]^{1/4}, \quad (1)$$

где  $q_{\text{кр}}$  — критическая плотность теплового потока;  $c$  — постоянная, равная  $0,13 \div 0,19$ ;  $r$  — скрытая теплота парообразования;  $\epsilon_L$  — плотность жидкости;  $\epsilon_V$  — плотность пара;  $g$  — ускорение свободного падения;  $\sigma$  — поверхностное натяжение.

Кривая 2 — та же зависимость для оребренной поверхности. Ребра прямоугольные, их высота 5 мм, шаг 6 мм, толщина 3 мм. Кризис начинался при  $60 \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$ , а коэффициент теплоотдачи в докритической области по сравнению с гладкой поверхностью почти не изменялся. Кривая 3 иллюстрирует ту же зависимость для поверхности, покрытой слоем пористой меди методом порошковой металлургии. Толщина покрытия 1 мм, пористость около 70%. Кризис наступал при тепловой нагрузке  $56 \times 10^4 \text{ Вт/м}^2$ , причем коэффициент теплоотдачи был в несколько раз выше, чем при двух рассмотренных вариантах.

Испарение кипящей жидкости на поверхности, покрытой слоем пористого лиофильного материала, происходит в порах. Поскольку температура наружной поверхности пористого материала в данном случае мало отличается от температуры жидкости, то турбулентная конвекция



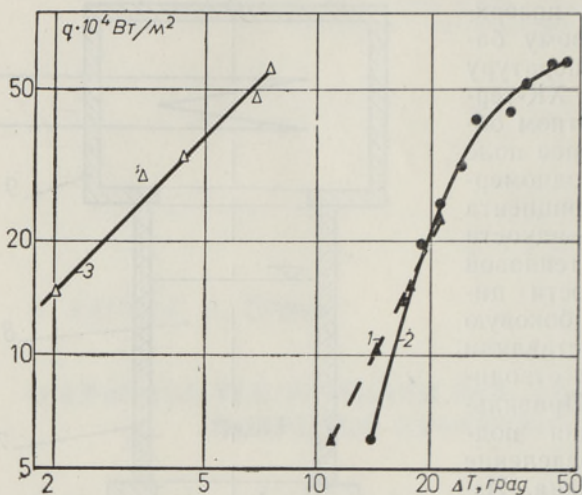


Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока от величины перегрева охлаждаемой поверхности относительно температуры кипения.

двухфазной смеси жидкость—пар около пористого покрытия не влияет на интенсивность теплоотдачи [3]. Процесс над пористым слоем подобен барботажу.

Уравнение (1) определяет величину плотности теплового потока, при которой происходит изменение гидродинамического режима течения жидкости и пара над поверхностью нагрева. Правильность такой модели кризиса кипения подтверждает изучение барботажа, когда изменение режима течения происходит при тех же приведенных скоростях газовой фазы, что и при

кипении [4]. Однако экспериментальные данные [2, 5] показывают, что последствия изменения режима двухфазного течения при кипении на гладкой поверхности и при барботаже над пористой пластиной бывают разными. В первом случае жидкость отделяется от теплоотдающей поверхности слоем пара, во втором — она сохраняется тонким слоем, над которым образуется конусообразный объем газа, заполненный каплями жидкости. По-видимому, при наличии пористого покрытия на охлаждаемой поверхности выполнения условия (1) недостаточно для возникновения пленочного кипения, если после изменения режима течения сепарация жидкости из двухфазной смеси на поверхность пористого покрытия обеспечивает теплоотвод путем испарения. Транспорт жидкости с поверхности пористого слоя к межфазным менискам внутри пористого материала происходит под воздействием капиллярных сил.

Чтобы при барботаже достичь состояния, соответствующего кризису кипения (осушение пористой пластины), скорость пара должна превышать скорость витания капель. Условие витания капель выражается соотношением

$$(q_L - q_v)gV = \frac{\xi q_v \bar{w}_v^2}{2\varphi^2} \Omega. \quad (2)$$

Здесь  $V$  — объем капли;  $\xi$  — коэффициент сопротивления;  $\bar{w}_v$  — приведенная скорость пара, равная  $q/q_v$ ;  $\varphi$  — паросодержание двухфазного потока;  $\Omega$  — площадь поперечного сечения капли, равная  $\pi a^2$ , где  $a$  — радиус сферической капли.

Левая часть соотношения (2) выражает направленную вниз результирующую силу от силы тяжести и силы Архимеда, правая часть — силу сопротивления движению капли в газовом потоке. В то же время максимальный размер капель ограничен, т. к. зависит от критического числа Вебера. Разрушение капель происходит при условии [2]

$$7 > We > 5,35, \quad (3)$$



где

$$We = \frac{q_v \bar{w}_v^2 a}{\sigma \varphi^2}.$$

В случае сферической капли из соотношений (2) и (3) можно получить выражение для максимальной приведенной скорости пара

$$\bar{w}_{v \text{ макс}} = \frac{1,95\varphi}{\sqrt[4]{\xi}} \cdot \frac{\sqrt[4]{g\sigma(q_L - q_v)}}{\sqrt[4]{q_v}}. \quad (4)$$

Превышение этой скорости приводит к дроблению и уносу капель. При этом нарушается питание пористого слоя жидкостью из двухфазной смеси, в результате чего пористое покрытие осушается, т. е. начинается пленочный режим кипения. Если приведенную скорость пара выразить через тепловую нагрузку, то формулы (1) и (4) будут отличаться только величиной постоянного множителя. При кипении на гладкой поверхности  $C = 0,13 \div 0,19$ . Если в первом приближении взять  $\varphi = 0,8$ , что имеет место при высоких тепловых нагрузках при кипении [4], и коэффициент сопротивления рассчитать для случая недеформируемых частиц (в области  $10^3 < Re < 10^5$  коэффициент  $\xi = 0,6$ ), то по формуле (4) максимально приведенная скорость пара будет примерно в 10 раз больше, чем по формуле (1).

Здесь, рассматривая вопрос о кризисе кипения с точки зрения только барботажа, мы не учитывали температуру поверхности пористого слоя. В реальных условиях, особенно при высоких тепловых нагрузках, поверхность пористого слоя может быть сильно перегрета относительно кипящей жидкости. Тем не менее можно предполагать, что при пузырьчатом режиме кипения перегрев наружной поверхности пористого слоя всегда будет меньше перегрева гладкой поверхности при той же тепловой нагрузке.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Туник А. Т., Охлаждение РЭА жидкими диэлектриками, М., 1973.
2. Кутателадзе С. С., Стырикович М. А., Гидравлика газожидкостных систем, М.—Л., 1958.
3. Allingham, W. D., McEntire, J. A., Trans. ASME, Ser. C, 83, 71 (1961).
4. Меленьков Г. И., ПМТФ, № 6, 166 (1973).
5. Уоллис Г., Одномерные двухфазные течения, М., 1972, с. 420.

Институт термofизики и электрофизики  
Академии наук Эстонской ССР

Поступила в редакцию  
1/IX 1976

J. TEHVER, A. TUNIK

#### KEEMISKRIISIST POORSE PINNAKATTE KORRAL

On uuritud soojusülekanne triifluidriklooretaani (F-113) keemisel siledal, ribilisel ja poorse materjaliga kaetud pinnal. Sileda pinnaga võrreldes oli poorsest vasest pinna- kätte korral soojusülekanne oluliselt parem ja maksimaalne soojuskoormus üle kahe korra suurem. Kriitilise soojuskoormuse suurenemise tõenäoliseks põhjuseks on aurumine poorse kihi sees, mistõttu konveksioon ei mõju soojusülekandele.

J. TEHVER, A. TUNIK

## ON CRISIS OF HEAT TRANSFER AT BOILING TO POROUS SURFACES

In this experimental study, the rate of heat transfer to boiling trifluorochloroethane (F-113) from smooth, finned surfaces and those coated with a porous material, is compared. The heat transfer coefficient for porous copper coating is found to be higher than for a smooth or finned surface. The porous copper coating increases the burnout heat flux more than twice. The increase of the burnout heat flux is believed to be due to the vaporization of the liquid inside the porous coating, and therefore the heat transfer rate does not depend on the convection of the liquid — vapour mixture.