

Semilet, Z.V., Kand. d. techn. Wiss., N.D. Buckij, Ing. -
Institut teploenergetiki Akademii nauk USSR
<Institut für Wärmeenergetik der Akademie
der Wiss. d. Ukr. SSR>

Untersuchung der Wärmeabgabe und des Widerstan-
des einer längsdurchströmten geschlitzten Rippe.

Bei Längsberippung bewegt sich die Luft in geraden glat-
ten Kanälen, die in Bezug auf den Wärmeaustausch wenig effek-
tiv sind. Da die Berippung einen großen Teil der Wärmetüber-
tragungsfläche darstellt, ist das Problem der Intensivierung
des Wärmeaustausches durch das Auffinden rationeller Berip-
pungsformen zu lösen.

Die Intensität des Wärmeaustausches kann man wesentlich
erhöhen, wenn man eine Rippe in einzelne kleine Elemente auf-
teilt, bei denen sich keine Luftgrenzschicht mit wesentlicher
Stärke bilden kann.

Um die optimale Variante einer geschlitzten Rippe bestim-
men zu können, wurden Untersuchungen zu ihrer Wärmeabgabe und
zu ihrem Widerstand gemacht.

Eine geschlossene Rippe aus Stahl wurde (in bestimmten
Abständen) bis zur Grundfläche aufgeschnitten und die entstan-
denen Elemente wurden umgebogen. Am oberen Ende war der Teilungs-
winkel maximal, an der Grundfläche gleich Null.

Die verschiedenen Varianten einer geschlitzten Rippe sind
auf Abb. 1 dargestellt, wo auch das Versuchsbündel in seinem
Aufbau mit der geschlitzten Rippe des Versuchs gezeigt wird.

Die Seitenflächen des Bündels werden aus gebördelten
Stahlplatten gebildet. An eine von ihnen ist eine Rippe von
250 mm Länge, 13 mm Breite und 1,1 mm Stärke gelötet. Diese
Größen einer Rippe gewährleisten eine maximale Wärmeabführung
bei minimalem Gewicht und Volumen.

Die obere und untere Bündelfläche wird aus Textolitplat-

ten gebildet, an denen 6 Stützen für die Druckentnahme angebracht sind. In jedem Stützen sind 5 Öffnungen mit einem Durchmesser von je 0,5 mm.

Bei der Untersuchung der Wärmeabgabe wurde das Bündel mit Hilfe von 2 an den Seitenteilen des Bündels befestigten -förmigen Erwärnern aus Aluminiumfolienstreifen gleichförmig erwärmt.

Die Temperatur wurde am Eintritt in und Austritt aus dem Bündel ebenso wie die Temperatur der Metallwände mit Chromel<Ni-Cr-Legierung>-Aluminium-Thermosäulen (in jeder 4 Thermoelemente) mit dem Elektronenpotentiometer EPD-12 <automatischer Elektronenpotentiometer> gemessen.

Die Wärmeabgabe und der Widerstand in der Luftströmung wurden in einem aerodynamischen unterbrochenen Rohr mit einem Querschnitt von 33 X 13 mm und einer Länge von 3,5 m (Abb. 2) untersucht. Die Luftströmung wurde durch einen Ventilator mit einer Leistung von 50 kg/h (H = 1200 mm Wassersäule) erzeugt.

Der Wärmeabgabekoeffizient wurde nach der Formel

<1>

bestimmt, wobei

$\alpha_{\text{bed}}^{\text{Luft}}$ der bedingte Wärmeabgabekoeffizient ist, der die Wärmeübertragung durch Konvektion₂ und Wärmeleitung durch die Rippe berücksichtigt, kcal/m² h grad;

Q ist die von der Luft aufgenommene Wärmemenge, kcal/h;

t ist die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wand und Luft;

F_{bed} ist die bedingte Oberfläche, die gleich der Fläche der Rippe und der Fläche der Platten ist, m².

Bei Bestimmung der Wärmemenge wurde der Luftdurchfluß und seine Temperatur am Eingang in und Austritt aus dem Bündel gemessen. Der Luftdurchfluß wurde durch Messung seiner Geschwindigkeit mit einem Pitotrohr festgestellt. Das Druckgefälle im Pitotrohr wurde mit dem Mikromanometer "Askanija" bestimmt. Außerdem wurde der Luftdurchfluß mit einem schar-

fen doppelten Diaphragma sowie mit den Dampfzählrohren GKF-6 und PS-25 gemessen.

Die Richtigkeit der Versuchsergebnisse wurde nach der Wärmebilanz geprüft.

Der Widerstand wurde bei isothermischen Verhältnissen bei $t_{\text{Wasser}} = 21^{\circ}$ bestimmt.

Den Widerstandskoeffizienten bestimmte man nach der Formel

(2)

wobei Δp der Druckverlust im Versuchsbündel ist, mm Wassersäule.

Der Druckverlust wurde mit dem Mikromanometer MMN oder mit dem Mikromanometer "Askanija" (bei kleinen Werten) gemessen.

Die maximale Fehlerhaftigkeit betrug für den Wärmeabgabekoeffizienten 8 %, für den Widerstandskoeffizienten 11 %. Die Versuchsergebnisse sind auf Abb. 3a und 3b dargestellt.

Die Wärmeabgabe einer geschlitzten Rippe mit einem Teilungswinkel der Elemente von 5° ist um 45 % größer als die Wärmeabgabe einer glatten Rippe (s. Abb. 3a). Die Vergrößerung des Teilungswinkels der Rippenelemente von 5° auf 45° hat praktisch keinen Einfluß auf die Intensität der Wärmeabgabe. Beim Überströmen von einem Rippenelement in das andere wird die Grenzschicht verwirbelt. Bei Teilung der Rippenelemente in einem Winkel über 45° wurde zusätzlich ein Überströmen der Luft durch den Spalt beobachtet.

Der Widerstand einer Rippenfläche mit einem Teilungswinkel der Elemente von 5° ist durchschnittlich um 14 % größer als der einer glatten Fläche (s. Abb. 3b). Mit größer werdendem Teilungswinkel wächst er sehr stark: bei 45° um 75 - 225 %. Dabei verändert sich auch der Charakter der Abhängigkeiten: die Kurven haben das für rauhe Flächen charakteristische Aussehen. Die wesentliche Erhöhung des Widerstandskoeffizienten mit größer werdendem Teilungswinkel der Rippenelemente läßt sich mit dem Stoß des Luftstrahls erklären.

So zeigte die Untersuchung der Wärmeabgabe und des Widerstands einer geschlitzten Rippe, deren Elemente in Winkel mit unterschiedlicher Neigung geteilt sind, daß ein Teilungswinkel der Elemente von mehr als 5° unzweckmäßig ist, weil das zu keiner merkbaren Erhöhung des Wärmeabgabekoeffizienten, sondern zu einer beträchtlichen Erhöhung des Widerstandes führt.

LITERATUR

1. Micheev, M.A.: Osnovy teploperedaci. Gosenergoizdat, 1956.
2. Kays, W.M., A.L. London: Compact Heat Exchangers. 1955.

Abbildung 1. Versuchsbündel

- I Gesamtansicht
- II Rippe von Pfeil a aus gesehen

- 1 Heizelement
- 2 Rohre für die Druckentnahme
- 3 obere Leiste
- 4 untere Leiste
- 5 Gewebe
- 6 Isolierung
- 7 zusätzliche Platte
- 8 Rippe
- 9 Hauptplatte

Abbildung 2. Schematische Darstellung der Versuchsanlage

- 1 Mikromanometer MMP; 2 Versuchsbündel; 3 Heizelement; 4 aerodynamisches Rohr; 5 Dampfzählrohr Ps-25 und GKF-6; 6 Wattmeter; 7 Ventilator; 8 Autotransformatoren; 9 Spannungsstabilisatoren; 10 D'juar-Gefäß; 11 Potentiometer PPTN-1; 12 Elektronenpotentiometer EPD-12; 13 Mikromanometer "Askanija"; 14 Diaphragma; 15 Pitotrohr.

- Abbildung 3. Graphische Darstellung der Abhängigkeit
- a - der bedingten Wärmeabgabezahl der Rippe von der Geschwindigkeit;
 - b - der Widerstandszahl der Rippe von Re bei verschiedenen Teilungswinkeln der Elemente.

20. III 68 Klasse

5. Коэффициенты теплоотдачи при кипении фреона-22 больше, чем при кипении фреона-12.

6. Чтобы проверить правильность применявшегося в данной работе способа измерения температуры и тепловых потоков, на тех же экспериментальных трубках были проведены опыты с водой. Полученные данные удовлетворительно совпали с результатами, вычисленными по уравнению С. С. Кутателадзе. Максимальное расхождение не превышало 30%. При этом опытные значения α были меньше расчетных, а при кипении на латунной трубке

оказались несколько большими, чем при кипении на никелевой.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. С. Кутателадзе, Основы теории теплообмена, Машгиз, 1957.
2. Г. Н. Кружилин, Известия АН СССР, ОТН, 1949, № 5; Е. К. Аверин и Г. Н. Кружилин, Известия АН СССР, ОТН, 1955, № 10.
3. В. И. Толубинский, Известия высших учебных заведений, «Энергетика», 1959, № 1.
4. Б. С. Петухов, Опытное изучение процессов теплопередачи, Госэнергоиздат, 1952.

Исследование теплоотдачи и сопротивления продольно-обтекаемого разрезного ребра

Канд. техн. наук З. В. СЕМИЛЕТ, инж. Н. Д. БУЦКИЙ — Институт теплоэнергетики Академии наук УССР

При продольном оребрении воздух движется в прямых гладких каналах, мало эффективных в отношении теплообмена. Так как оребрение составляет большую часть теплопередающей поверхности, то вопрос об интенсификации теплообмена нужно решать путем изыскания рациональных видов оребрения.

Интенсивность теплообмена можно значительно повысить, разрезая ребро на отдельные элементы малого размера, на которых не успевает образовываться пограничный слой воздуха значительной толщины.

Чтобы установить оптимальный вариант разрезного ребра, были проведены исследования его теплоотдачи и сопротивления.

Сплошное стальное ребро надрезали (через определенные расстояния) до основания и полученные элементы отгибали. У вершины ребра угол разводки был максимальный, у основания — равен нулю.

Различные варианты разрезного ребра даны на рис. 1, где показан также экспериментальный пакет в сборе с опытным разрезным ребром.

Боковые поверхности пакета образуются стальными отбортованными пластинами. К одной из них припаяно ребро длиной 250, шириной 13 и толщиной 1,1 мм. Ребро таких размеров обеспечивает максимальный теплосъем при минимальном весе и объеме.

Верхняя и нижняя поверхности пакета образуются текстолитовыми планками, вдоль которых расположены шесть штуцеров для отбора давлений. В каждом штуцере имеется пять отверстий диаметром по 0,5 мм.

При исследовании теплоотдачи пакет равномерно нагревался двумя П-образными нагревателями мощностью по 450 вт из полос алюминиевой фольги, наклеенных на боковые пластины пакета.

Температуру на входе в пакет и выходе из него, а также температуру металлических стенок измеряли хромель-алюмелевыми термопарами (по четыре термопары в каждой) с электронным потенциометром ЭПД-12.

Теплоотдачу и сопротивление в потоке воздуха исследовали в аэродинамической трубе разомкнутого типа сечением 33 × 13 мм, дли-

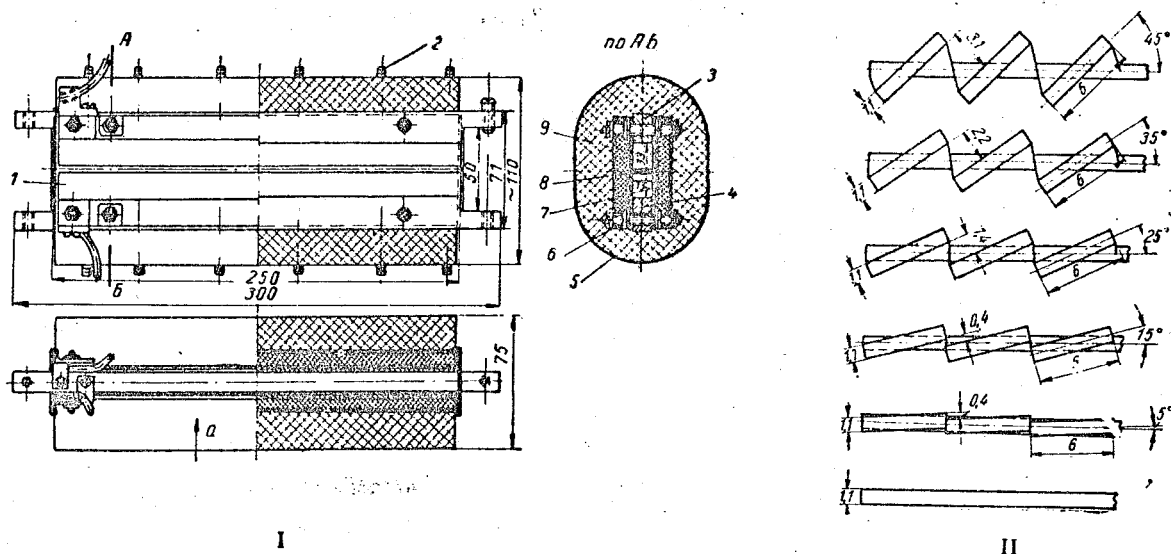


Рис. 1. Экспериментальный пакет:

I — общий вид; II — вид на ребро по стрелке a ;

- 1 — нагревательный элемент, 2 — трубки для отбора давлений, 3 — верхняя планка, 4 — нижняя планка, 5 — ткань, 6 — изоляция, 7 — вспомогательная пластинка, 8 — ребро, 9 — основная пластинка.

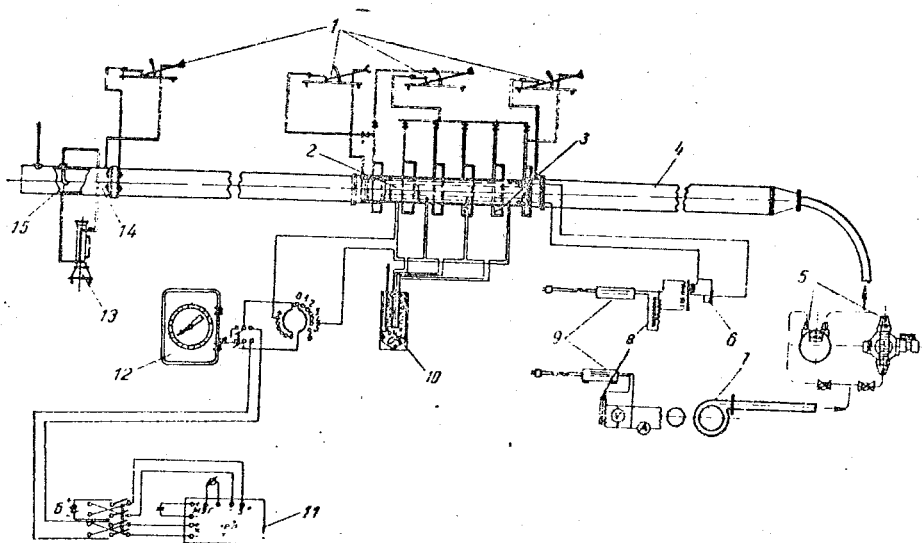


Рис. 2. Схема экспериментальной установки:

- 1 — микроманометры ММП, 2 — экспериментальный пакет, 3 — нагревательный элемент, 4 — аэродинамическая труба, 5 — счетчики газа РС-25 и ГКФ-6, 6 — ваттметр, 7 — вентилятор, 8 — автотрансформаторы, 9 — стабилизаторы напряжения, 10 — сосуд Дьюара, 11 — потенциометр ППТН-1, 12 — электронный потенциометр ЭПД-12, 13 — микроманометр «Аскания», 14 — диафрагма, 15 — трубка Пито.

ной 3,5 м (рис. 2). Воздушный поток создавался вентилятором производительностью 50 кг/час ($H=1200$ мм вод. ст.).

Коэффициент теплоотдачи определяли по формуле:

$$\alpha_{\text{усл}} = \frac{Q}{F_{\text{усл}} \Delta t} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

где: $\alpha_{\text{усл}}$ — условный коэффициент теплоотдачи, учитывающий перенос тепла конвекцией и теплопроводностью через ребро, ккал/м² час град;

Q — количество тепла, воспринятое воздухом, ккал/час;

Δt — средняя разность температур между стенкой и воздухом;

$F_{\text{усл}}$ — условная поверхность, равная поверхности ребра и поверхности пластин, м².

При определении количества тепла измеряли расход воздуха и его температуру на входе в пакет и выходе из него. Расход воздуха устанавливали путем измерения его скорости трубкой Пито. Перепад давлений в трубке Пито определяли микроманометром «Аскания». Кроме того, расход воздуха измеряли острой сдвоенной диафрагмой, а также газовыми счетчиками ГКФ-6 и РС-25.

Правильность результатов опытов проверяли по тепловому балансу.

Сопротивление определяли в изотермических условиях при $t_{\text{возд}} = 21^\circ$.

Коэффициент сопротивления находили по формуле

$$\zeta = \frac{2 \Delta p d}{l \rho w^2},$$

где Δp — потеря напора в экспериментальном пакете, мм вод. ст.

Потерю напора измеряли микроманометром ММН или микроманометром «Аскания» (при малых значениях).

Максимальная погрешность при определении коэффициента теплоотдачи составила 8%, а коэффициента сопротивления — 11%. Результаты опытов представлены на рис. 3, а и б.

Теплоотдача разрезного ребра с углом разводки элементов 5° больше теплоотдачи гладкого ребра на 45% (см. рис. 3, а). Увеличение угла разводки элементов ребра от 5 до 45° практически не влияет на интенсивность теплоотдачи. Перетекая с одного элемента ребра

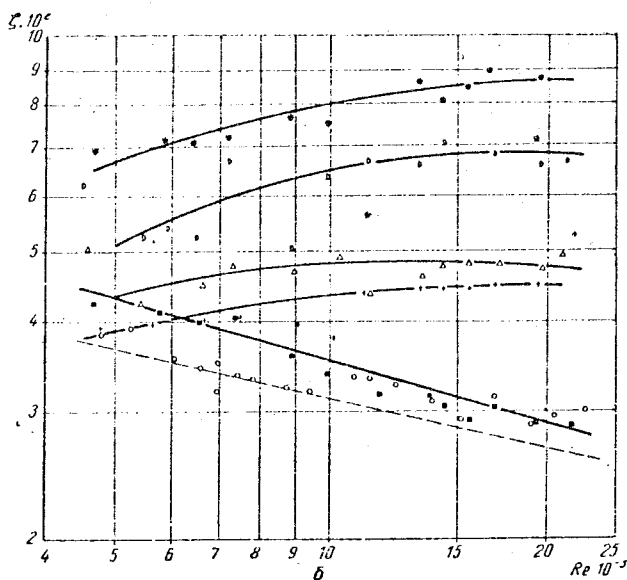
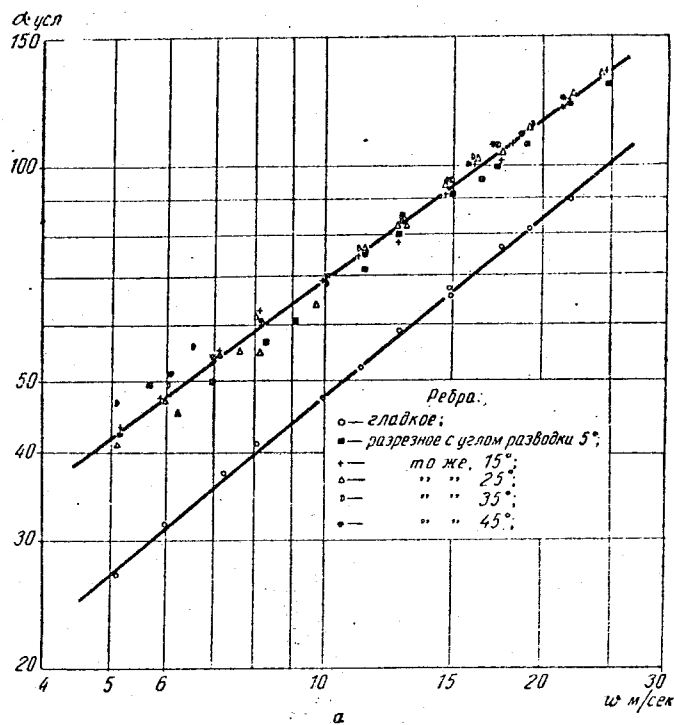


Рис. 3. Графики зависимости:

а — условного коэффициента теплоотдачи ребра от скорости; б — коэффициента сопротивления ребра от Re при различных углах разводки элементов.

на другой, пограничный слой турбулизируется. При разводке элементов ребра на угол больше 45° наблюдалось дополнительное перетекание воздуха через щель.

Сопротивление разрезного ребра с углом разводки элементов 5° больше, чем гладкого, в среднем на 14% (см. рис. 3, б). С увеличением угла разводки оно резко возрастает: при 45° — на $75-225\%$. При этом меняется и характер зависимостей: кривые имеют вид, обычный для шероховатых поверхностей. Значительное повышение коэффициента сопротивления с увеличением угла разводки элементов ребра объясняется ударом о них струи воздуха.

Таким образом, исследование теплоотдачи и сопротивления разрезного ребра, элементы которого разведены на различный угол, показало, что увеличение угла разводки элементов больше 5° нерационально, так как это не приводит к заметному повышению коэффициента теплоотдачи, но значительно увеличивает сопротивление.

ЛИТЕРАТУРА

1. М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.
2. W. M. Kays, A. L. London, Compact Heat Exchangers, 1955.

Расчет нестационарных режимов полупроводниковых холодильников и нагревателей

Канд. техн. наук В. А. НАЕР—Одесский технологический институт пищевой и холодильной промышленности

Термоэлектрические установки для охлаждения и нагрева можно разделить на два класса:

— установки, предназначенные для поддержания в объекте постоянной низкой или высокой температуры;

— установки, служащие для охлаждения или нагрева веществ до определенной температуры.

Первые основные время работают в стационарном режиме, при котором получаемые холод или тепло расходуются на компенсацию внутренних и наружных потерь. Способы расчета таких установок известны.

Вторые работают в нестационарном режиме. Для этих установок необходимы специальные методы расчета, которые и приводятся в настоящей статье.

Рассмотрим процесс охлаждения тела (вес G , теплоемкость c) при помощи полупроводниковой термобатареи, состоящей из n термопар. В простейшем случае, когда можно пренебречь теплопритоками через изоляцию и принять коэффициенты теплоотдачи от спаев термоэлементов равными $\alpha = \infty$ и $\alpha_0 = \infty$,

холод, получаемый в термобатареи, расходуеться только на охлаждение тела. При этом температура холодных и горячих спаев в каждый момент времени и при любом токе равна соответственно температуре охлаждаемого вещества и окружающей среды.

Допустим, что температура окружающей среды T постоянна.

Если через термобатарею проходит ток I , то за произвольный промежуток времени $d\tau$ температура вещества снизится от T_0 до $T_0 - dT_0$. Тогда, из теплового баланса охлаждаемого тела и холодных спаев термобатареи, имеем:

$$-Gc \cdot dT_0 = [eT_0I - \frac{1}{2} I^2 R - k(T_0 - T)] n \cdot d\tau. \quad (1)$$

Здесь e , R и k — термо-э. д. с., электросопротивление и приведенная теплопроводность термопары.

Решая дифференциальное уравнение (1) при начальном условии $\tau=0$, $T_0=T_{01}$, получим

$$\tau = \frac{Gc}{n(eI + k)} \ln \frac{Q_0^{\tau=0}}{Q_0}, \quad (2)$$