

Azarskov, V. M. (Kand. techn. Wiss.)
Danilova, G. N. (Dr. techn. Wiss., Professor)
Zemskov, B. B. (Kand. techn. Wiss.)
Leningrader Technologisches Institut der Kälteindustrie - LTICH¹

Wärmeübertragung in Plattenverdampfern unterschiedlicher Geometrie

Deutsche Vollübersetzung aus dem Russischen

Quelle:

Cholodil'naja tehnika. Moskva, 58 (1981) Nr 4, S. 25 – 31.

Russ.: Теплообмен в пластинчатых испарителях различной геометрии
Teploobmen v plastinčatych ispariteljach različnoj geometrii

Plattenverdampfer können in zahlreichen Fällen als Verdampfer in Kältemaschinen eingesetzt werden. Sie zeichnen sich durch geringe Größe, geringes Gewicht und starke Wärmeübertragung aus.

Um die optimale Geometrie des Kanalquerschnitts herauszufinden und zur Aufstellung eines Berechnungsverfahrens wurden Untersuchungen des Wärmeübergangs und des hydraulischen Widerstands beim Sieden von Kältemitteln in 12 flachen Kanälen verschiedener Abmessungen durchgeführt. Ebenso umfassend untersucht wurden Wärmeübergang, Wärmedurchgang und hydraulischer Widerstand seitens Kältemittel und Kälte Träger an vier Modellen von Plattenverdampfern (PIV) mit geriffelten Kanälen (Abb. 1).

In den Versuchen mit flachen Kanälen wurden die Wände elektrisch beheizt, in denen mit geriffelten Kanälen erfolgte das Sieden aufgrund Abkühlung des Kälte Trägers.

Der Aufbau der Versuchsanlagen sowie die Untersuchungsmethoden werden in den Arbeiten [3, 5, 10, 12] beschrieben. Einige Versuchsergebnisse werden in den Aufsätzen [1 – 3, 5, 7 – 10, 12] erörtert.

¹ Leningradskij Tehničeskij Institut Cholodil'noj Promyšlennosti, heute: Sankt-Peterburgskij Gosudarstvennj Universitet Nizkotemperaturnych i Piščevoj Technologii - Petersburger Universität für Niedertemperatur- und Nahrungsmitteltechnologie (Anm.d.Übers.)

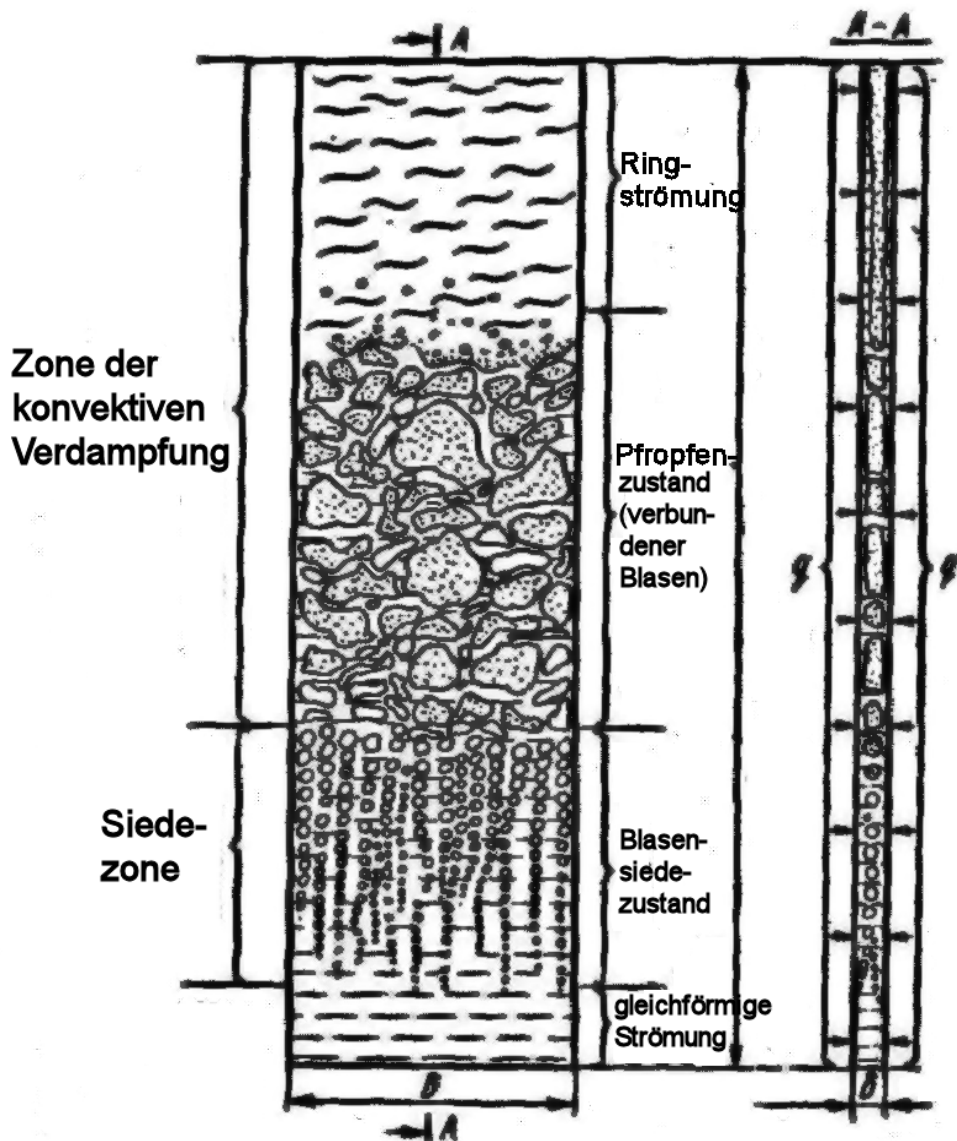


Abb. 1. Strömungszustände des siedenden Kältemittels im flachen Schlitzkanal ($\delta \leq 2 \text{ mm}$, $q \leq 20 \text{ kW/m}^2$)

Aufgrund von Beobachtungen [3, 13], Fotos der Struktur der Zweiphasenströmung sowie durch Analyse der Veränderungskurven der lokalen Wärmeübergangszahl konnten folgende Strömungszustände festgehalten werden: einphasiger Flüssigkeitsstrom, Blasensieden, Pfropfenzustand und Ringströmung (Abb. 1).

In der Zone des Blasensiedens kann man zwei Abschnitte ausmachen: einen Abschnitt mit Oberflächensieden, wenn sich die Dampfbildungszentren an der Wand befinden, und einen Abschnitt ohne Oberflächensieden. Für den Pfropfenzustand wurden zwei Spielarten festgestellt: bei einer Spaltbreite von $\delta \leq 2 \text{ mm}$ einen Zustand von Verbundblasen, bestehend aus einer Fülle großer und kleiner flacher Blasen unterschiedlicher Geometrie, abgetrennt durch Flüssigkeitssperren; bei $\delta = 2 \text{ mm}$ einen Schaumzustand, bestehend aus einer Schaumströmung kleiner Blasen.

Während des Siedens von Kältemitteln in flachen Schlitzkanälen mit einem geringen äquivalenten Durchmesser δ_a wurde eine starke Zunahme des Dampfdurchsatzes x der Strömung beobachtet und als Folge ein schneller Wechsel der Strömungszustände. Bei einer Zirkulationsgeschwindigkeit des Kältemittels $w_0 < 0,2$ m/s wurden in einem großen Bereich des Kanals Pfropfenzustand und Ringströmung festgestellt. Mit zunehmender Geschwindigkeit bis $w_0 > 0,5$ m/s (bei einer Wärmestromdichte von $q < 6000$ W/m²) führte dies dazu, daß das Sieden in einem großen Bereich unterdrückt wurde und ein Einphasenflüssigkeitsstrom entstand. Im übrigen Kanalbereich fand Blasensieden statt.

Veränderungen der Strömungszustände und der Kanallängen führen zu einer Veränderung des Mechanismus und folglich zu einem stärkeren Wärmeübergang über die Kanalhöhe. Auch die Art der Abhängigkeit der lokalen und mittleren Wärmeübergangszahlen von den Zustandswerten verändert sich.

Vom Wärmeübergangsmechanismus her kann man den gesamten Dampfbildungsabschnitt des Kanals in zwei Zonen unterteilen: Siedezone und konvektive Verdampfungszone (vgl. Abb. 1).

In der Siedezone mit ihrem Blasensieden wird die Hauptwärme durch die Dampfblasen abgeführt, die an den Kanalwänden entstehen (Oberflächensieden). Entscheidender Faktor für die Wärmeübergangsintensität ist die Anzahl aktiver Dampfbildungszentren. Diese bestimmt im voraus die Art des Einflusses der Zustandswerte auf die lokalen Wärmeübergangszahlen von seiten des Kältemittels α_a . Er ist identisch mit dem beim Behältersieden: direkte Abhängigkeit vom Siededruck p_0 und starker Einfluß der Wärmestromdichte ($\alpha_a \sim q^{0,4-0,6}$).

In der Zone der konvektiven Verdampfung mit Pfropfenzustand und Ringströmung spielt die Verdampfung in die sich von der überhitzten Wandschicht fortbewegende Dampfphase die Hauptrolle. Der Wärmewiderstand gegenüber dem Wärmeübergang wird bestimmt durch die Dicke und effektive Wärmeleitfähigkeit des Flüssigkeitsfilms zwischen Dampfströmung und Heizwand. Die Richtigkeit dieses Wärmeübergangsmechanismus wird bestätigt durch die Art der Abhängigkeit α_a von q und p_0 in dieser Zone: der Einfluß von q wird wesentlich schwächer ($\alpha_a \sim q^{0,1-0,2}$) und kehrt sich in Abhängigkeit von p_0 um.

Die Art des Einflusses der Zirkulationsgeschwindigkeit w_0 auf die lokale Wärmeübergangszahl α_a in jeder der einzelnen Zonen entspricht ebenfalls dem festgestellten Wärmeübergangsmechanismus.

In der Zone der konvektiven Verdampfung ruft eine Zunahme von w_0 eine Zunahme von α_a hervor. Dies läßt sich folgendermaßen erklären: eine Zunahme von w_0 bei $x = \text{idem}$ entspricht höheren Geschwindigkeiten der Zweiphasenströmung, einem stärkeren Fließen und folglich einer stärkeren Wechselwirkung der Phasen an ihren Kontaktgrenzen, was zu einer Abnahme der Dicke des Flüssigkeitsfilms und der Wärmegrenzschicht führt.

In der Siedezone beeinflussen sich bei zunehmendem w_0 zwei einander entgegengesetzte Faktoren. Erstens verschlechtern sich die Bedingungen des Oberflächen-

siedens, da die Anzahl aktiver Dampfbildungszentren abnimmt. Eine verstärkte Konvektion unterdrückt sozusagen ein voll ausgebildetes Sieden. Das Temperaturgefälle $\theta = t_{\text{wand}} - t_0$ wird kleiner als der Wert θ_{min} – Bedingung für die Existenz von Dampfbildungszentren – und die Intensität des Oberflächensiedens nimmt ab. Zweitens steigt gleichzeitig mit zunehmendem w_0 der Anteil der konvektiven Komponente an der gesamten Wärmeübergangsbilanz. Das Endergebnis des Einflusses von w_0 auf α_a hängt davon ab, welcher einzelne Faktor überwiegt.

Die Art des Einflusses des Dampfdurchsatzes x auf den lokalen Wärmeübergang ist analog zu der des Einflusses von w_0 – wie oben beschrieben, da eine Veränderung von x und w_0 zum gleichen Ergebnis führt: Veränderung der Geschwindigkeit der Zweiphasenströmung. Zu einer ausführlicheren Analyse siehe [8, 9].

Es gibt noch zu wenig Angaben über den Einfluß der Zustandswerte auf den Wärmeübergang bei verschiedenen Strömungsformen des Zweiphasentroms, um rechnerische Abhängigkeiten zum Wärmeübergang eines jeden Zustandes aufstellen zu können. Diese Tatsache sowie der Umstand, daß zuverlässige Karten der Strömungszustände der Kältemittel in den Kanälen fehlen, erfordern die Auswertung und Verallgemeinerung der Angaben über den für einen Kanal mittleren Wärmeübergang.

Art und Grad des Einflusses der Zustandswerte auf den für einen Kanal mittleren Wärmeübergangskoeffizienten $\bar{\alpha}_a$ hängt ab von der Relation Kanalabschnittslängen - unterschiedliche Strömungszustände. Bei der Untersuchung des Siedens der Kältemittel R12 und R22 in flachen Schlitzkanälen wurde ein positiver Einfluß der Wärmestromdichte q auf $\bar{\alpha}_a$ festgestellt, wenn der Wert des Exponenten n unter verschiedenen Bedingungen zwischen 0,1 und 0,6 variiert. Bei hohen Werten von q und w_0 in Kanälen mit $\delta \geq 2$ mm, wo praktisch über die gesamte Kanallänge Blasensieden herrscht, ist die Abhängigkeit $\bar{\alpha}_a$ vom Druck p_0 eine Gerade. In Kanälen mit $\delta < 2$ mm und $q < 10$ kW/m² kehrt sich bei Zirkulationsgeschwindigkeiten, die einen Pfropfen-Ring-Zustand sicherstellen, welcher einem völligen Verdampfen gleichkommt, die Abhängigkeit $\bar{\alpha}_a$ von p_0 um. In allen durchgeführten Untersuchungen wurde für den Bereich des nicht voll ausgebildeten Siedens ($q < 10$ kW/m²) und $x_{\text{ein}} = 0$ ein negativer Einfluß der Geschwindigkeitszunahme w_0 auf α_a festgestellt, da in diesem Fall im Kanal die Dauer der weniger intensiven Wärmeübergangs-Zonen zunahm: von der Einphasenflüssigkeitsströmung und dem Blasensieden.

Abmessungen und Form des flachen Schlitzkanals haben einen starken Einfluß auf $\bar{\alpha}_a$. Mit abnehmendem δ nimmt der Wärmeübergang beträchtlich zu; die größte Intensivierung wurde erreicht, wenn der Wert δ vergleichbar war mit dem Blasenabreißdurchmesser. Der Einfluß der Schlitzkanalhöhe wurde im Einzelnen nicht untersucht. Aus den vorliegenden Angaben kann man folgern, daß beim völligen Verdampfen in Kanälen mit $\delta \leq 2$ mm sich eine Vergrößerung der Höhe von 0,4 auf 0,8 m praktisch nicht auf den Wärmeübergang auswirkt. In Kanälen mit $\delta < 2$ mm stellt man mit zunehmender Höhe eine gewisse Zunahme von $\bar{\alpha}_a$ fest.

Ausgehend von den dargelegten Vorstellungen über den Mechanismus des Siedevorgangs in einem engen Raum wurden die Versuchsangaben für die mittleren

Wärmeübergangszahlen beim Sieden der Kältemittel R12 und R22 in flachen Kanälen durch Gleichungen für zwei Zonen verallgemeinert [9]. In der Zone, wo Pfropfenzustand und Ringströmung vorherrschen, wird die Intensität des Wärmeübergangs bestimmt durch den Wärmewiderstand des sich auf der Wärmeabgabefläche bildenden Flüssigkeitsfilms, dessen Dicke und effektive Wärmeleitfähigkeit von der Relation der Trägheitskräfte, Reibung, Gewichtskraft und Oberflächenspannung abhängen. Die Gleichung für diese Zone ist:

$$Nu = 3,0(Re'')^{0,3} Bo^{0,33}, \quad (1)$$

wobei Nu , Re , Bo Nusselt-, Reynolds- und Bond-Zahl sind.

Für die Zone, in der das Blasensieden einen Teil des Kanals einnimmt und der Wärmeübergang in beträchtlichem Grad von der Intensität des Oberflächensiedens abhängt, kommt zur Gleichung (1) das Kriterium Re_* hinzu:

$$Nu = 4,2(Re'')^{0,3} Bo^{0,33} Re_*^{0,2}. \quad (1)$$

In den Gleichungen (1) und (2) wurden folgende Verallgemeinerungen getroffen:

$$Nu = \frac{\alpha_2 d_a}{\lambda}; \quad Re'' = \frac{\bar{w}_0 d_a}{\nu''};$$

$$Re_* = \frac{q d_a}{r \rho \nu'}; \quad Bo = \frac{g \rho' d_a^2}{\sigma};$$

$$\bar{w}_0 = \bar{w}_{Gem} \bar{\beta}; \quad \bar{w}_{Gem} = \bar{w}_0 [1 + \bar{x}(\rho' / \rho'' - 1)];$$

$$\bar{\beta} = \frac{1}{1 + \frac{1 - \bar{x}}{\bar{x}} \rho'' / \rho'}; \quad ;;$$

- λ' Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit, W/(m·K);
- ν', ν'' kinematische Viskosität der Flüssigkeit, des Dampfes, m²/s;
- r spezifische Verdampfungswärme, J/kg;
- ρ', ρ'' Dichte der Flüssigkeit, des Dampfes, kg/m³;
- g Erdbeschleunigung, m/s²;
- σ Oberflächenspannung, N/m;
- x_{ein}, x_{aus} Dampfdurchsatz am Kanaleintritt und -austritt;
- \bar{w}_0 vorgegebene Dampfgeschwindigkeit, m/s;
- \bar{w}_{Gem} mittlere Kanalgeschwindigkeit des Gemisches, m/s;
- $\bar{\beta}$ mittlerer Volumenanteil des Dampfes im Kanal;
- \bar{x} mittlerer Massenanteil des Dampfes im Kanal.

Gleichung (1) im Bereich $Re_* = 0,025 - 0,25$, Gleichung (2) im Bereich $Re_* = 0,25 - 2,5$.

Die Anwendbarkeitsgrenzen für die Gleichungen (1) und (2) nach den Zustandswerten wurden experimentell untersucht (siehe Tab. 1).

Tabelle 1

Kanalform oder -typ	Kanal- abmessungen		Kälte- mittel	t ₀ , °C	q, kW/m ³	w ₀ , m/s	w ₃ , m/s	x _{ein}	x _{aus}	Lit.- quelle
	H, m	δ, mm								
Flach	0,4	0,5; 1,0; 2,0; 4,0	R12, R22	20 – 30	1,0 – 20,0	-	-	0	≤ 1	[1]
	0,3	0,5; 1,0; 2,0; 4,0	R113	47,7	0,3 – 23,0	-	-	0	≤ 1	[3]
	0,99	0,9; 2,1	R113	47,7	1,8 – 20,0	0,02 – 0,9	-	0	≤ 1	[12]
	0,8	1,0; 3,0	R22	10 ÷ -20	1,0 – 20,0	0,01 – 0,7	-	0,05 – 0,15	0,1 – 1	[8, 9]
Grekreuzter Strömungs- kanal aus Plastik 0,2K	0,4	4,0	R12, R22	20 ÷ -10	1,0 – 19,0	-	0,12 – 0,25	0	≤ 1	[5]
Gerader Strömungs- kanal aus Plastik P-1 (mit horiz. Riffelung)	0,65	2,0	R22	10 ÷ -20	2,0 – 20,0	0,005 – 0,22	0,2 – 0,8	0 – 0,15	≤ 1	[10]
			R113; R113 + Öl	47,7; 20	2,0 – 20,0	-	0,2 – 0,6	0	~ 1	-
Gerader Strömungs- kanal aus Plastik OKL-5 (mit „tannen- förmiger“ Riffelung)	0,75	2,0/4,0	R22	10 ÷ -20	1,0 – 20,0	0,005 – 0,22	0,2 – 0,8	0 – 0,15	~ 1	[7]
			R22 + Öl	10; -10	1,0 – 20,0	-	0,2 – 0,6	0 – 0,9	0,1 – 1	[2]
Gitter- Strömungs- kanal aus Plastik OKL-5 (mit „tannen- förmiger“ Riffelung)	0,75	4,0	R22	10 ÷ -20	1,5 – 20,0	0,005 – 0,05	0,2 – 0,6	0 – 0,15	≤ 1	[7]
			NH ₃	10 ÷ -10	1,5 – 17,0	-	0,2 – 0,6	-	~ 1	-

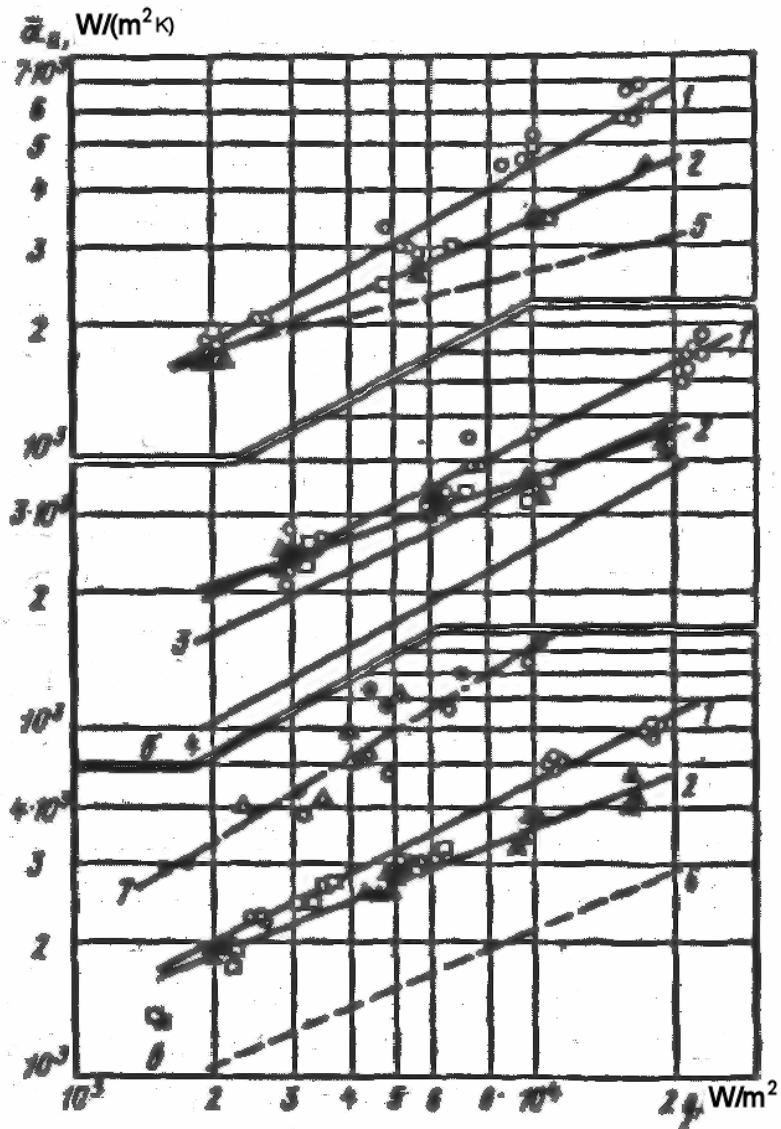


Abb. 2. Abhängigkeit der mittleren Wärmeübergangszahlen $\bar{\alpha}_a$ von der Wärmestromdichte q beim Sieden von Kältemitteln in geriffelten Kanälen von Plattenverdampfern

a) Gerader Strömungskanal aus Plastik OKL-5: $\bar{\delta} = 2$ mm; b) Gerader Strömungskanal aus Plastik P-1: $\bar{\delta} = 2$ mm; c) Gekreuzter Strömungskanal

aus Plastik OKL-5: $\bar{\delta} = 4$ mm;

1 – R22, $t_0 = 10$ °C, $x_{\text{aus}} = 1$;

2 – R22, $t_0 = -10 \div -20$ °C, $x_{\text{aus}} = 1$;

3 – R22, $t_0 = -10$ °C, $w_0 = 0,05$ m/s;

4 – R22, $t_0 = -10$ °C, $w_0 = 0,2$ m/s;

5, 6 – R22, $t_0 = -10 \div -20$ °C, $x_{\text{aus}} = 1$, flacher Kanal [1];

7 – NH₃, $t_0 = 10 \div -10$ °C, $x_{\text{aus}} = 1$;

○ – $t_0 = 10$ °C;

● – $t_0 = 0$ °C;

▲ – $t_0 = -10$ °C;

□ – $t_0 = -20$ °C.

Vergleicht man die Ergebnisse zum Wärmeübergang in geriffelten und flachen Kanälen mit gleichem äquivalentem Durchmesser, ergibt sich, daß die Form der Wärmeübergangsfläche einen starken Einfluß auf $\bar{\alpha}_a$ hat, und zwar: an geriffelten Oberflächen ist der Wärmeübergang beim Sieden höher als an glatten. Dies läßt sich durch eine starke Störung der Wärmegrenzschicht erklären, hervorgerufen durch künstliche Turbulenzen der Riffelung auf den Dampf-Flüssigkeitsstrom, bis zur Schaumbildung.

Charakteristisch für den Einfluß der Betriebswerte auf $\bar{\alpha}_a$ in geriffelten Kanälen ist der darin auftretende Blasen-Pfropfen-Zustand und der Pfropfen-Zustand (Aufschäumung). Bei q ist der Exponent $n = 0,4 - 0,6$. Die Abhängigkeit vom Druck ist sehr schwach, und man kann den Einfluß von p_0 im Bereich von $t_0 = 0 \div -20^\circ\text{C}$ und $q = 1 - 10 \text{ kW/m}^2$ vernachlässigen (Abb. 2).

Wie der Vergleich zeigt (Abb. 3), ist die Relation $\bar{\alpha}_{a,ger} / \bar{\alpha}_{a,gl} = \epsilon_{ger}$ bei geriffelten gekreuzten Strömungskanälen höher als bei geraden Strömungskanälen, wo die Strömungsturbulenz weniger intensiv ist.

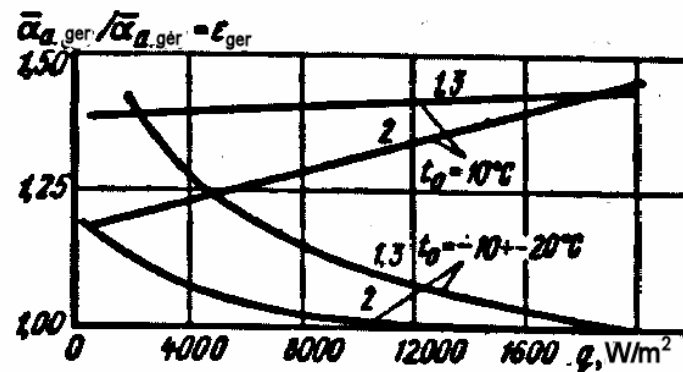


Abb. 3. Vergleich der mittleren Wärmeübergangszahlen für geriffelte und glatte Kanäle

- 1) PIV aus Plastik p-1, gerader Strömungskanal, $\bar{\delta} = 2 \text{ mm}$;
- 2) PIV aus Plastik OKL-5, gerader Strömungskanal für Kältemittel, $\bar{\delta} = 2 \text{ mm}$;
gekreuzter Strömungskanal für Kälte Träger, $\bar{\delta} = 4 \text{ mm}$;
- 3) PIV aus Plastik OKL-5, gerader Strömungskanal, $\bar{\delta} = 4 \text{ mm}$.

Bei der Untersuchung der Modelle von Plattenverdampfern mit geriffelten Kanälen wurde der Einfluß einer Reihe spezifischer Faktoren untersucht, die beim Einsatz von Verdampfern in Kältemaschinen auftreten: Öl im Kältemittel, Dampf am Verdampfer-eintritt, Überhitzung des Dampfes beim Austritt aus dem Gerät.

Der Einfluß von Öl im siedenden Kältemittel R22 auf Wärmeabgabe und Wärmeübergang in einem geraden/gekreuzten Strömungsverdampfer wurde untersucht bei einer Ölmassekonzentration (bezüglich des Flüssigkeitsmassendurchsatzes) am Apparat-Eintritt von $\xi_{ein} = 3 - 4 \%$ und variablem ξ_{aus} von 5 bis 100 % [2]. Festgestellt wurde, daß beim Sieden des R22-Öl-Gemisches die mittleren Wärme-

übergangskoeffizienten $\bar{\alpha}_{a.gem}$ über den Werten von $\bar{\alpha}_a$ liegen, die beim Sieden von reinem Kältemittel R 22 erzielt wurden. Ein Wärmeübergangmaximum wurde bei $x_{ein} = 0,4 - 0,5$ festgestellt, was einer zwei- bis dreifachen Zirkulation entsprach und einer durchschnittlichen Massekonzentration von $\bar{\xi} = 5 - 6 \%$ (Abb. 4). Bei $t_0 = -10 \text{ }^\circ\text{C}$ ist unter diesen Bedingungen $\bar{\alpha}_{a.gem} / \bar{\alpha}_a = 1,6 - 1,9$, und bei vollständigem Verdampfen $\bar{\alpha}_{a.gem} / \bar{\alpha}_a = 1,2$.

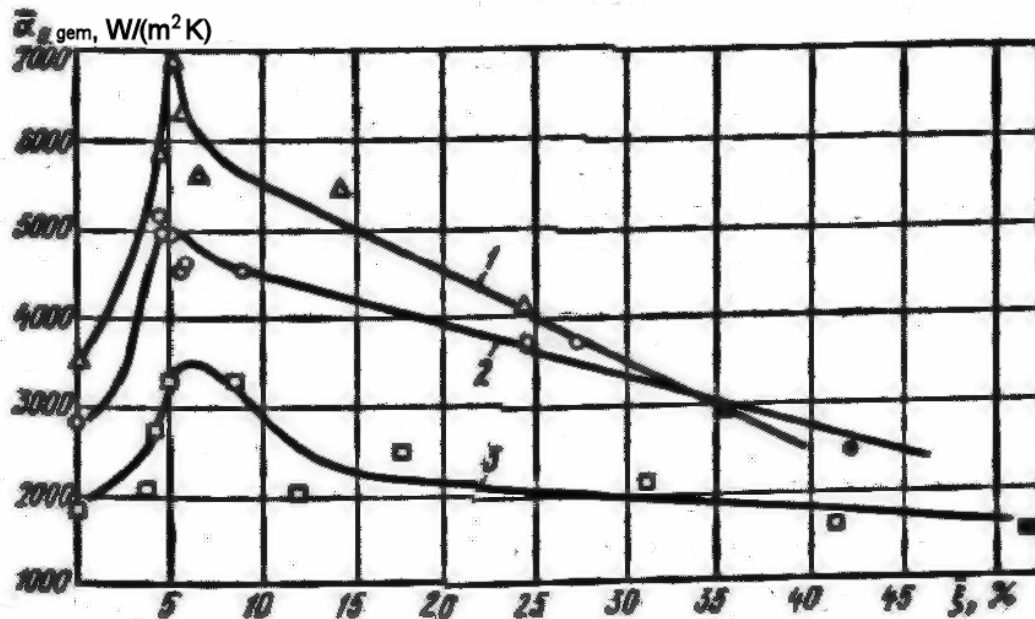


Abb. 4. Einfluß der Ölbeimischung auf den Wärmeübergang beim Sieden im geraden Strömungskanal

- 1 – $q = 10 \text{ kW/m}^2$;
- 2 – $q = 5,5 \text{ kW/m}^2$;
- 3 – $q = 2,5 \text{ kW/m}^2$;
- – $\Delta t_{\bar{u}} = 1,6 \text{ }^\circ\text{C}$;
- ▲ – $\Delta t_{\bar{u}} = 1,4 \text{ }^\circ\text{C}$;
- – $\Delta t_{\bar{u}} = 0,7 \text{ }^\circ\text{C}$.

Eine Überhitzung des Dampfes am Austritt aus dem PIV hat den Wärmeübergang beim Sieden von reinem Kältemittel wesentlich verschlechtert, und noch mehr beim Sieden des Gemisches. So nahm der Koeffizient $\bar{\alpha}_a$ während des Siedens von reinem Kältemittel R22 bei einer Überhitzung von $\Delta t_{\bar{u}} > 2 \text{ }^\circ\text{C}$ um das 1,2-fache ab, bei $\Delta t_{\bar{u}} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$ um das 1,8-fache, und mit Öl sank der Koeffizient $\bar{\alpha}_{a.gem}$ sogar schon bei $\Delta t_{\bar{u}} = 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ um das 1,4-fache. Im untersuchten Apparat nahm der gesamte Wärmeübergang dabei um 10 – 30 % ab.

In Kältemaschinen ohne Flüssigkeitsabscheider kommt es im Verdampfer hinter dem thermostatischen Ventil zu einem Dampf-Flüssigkeits-Gemisch. In Versuchen mit einem Dampfgehalt am PIV-Eintritt von $x_{ein} = 0,05 - 0,2$ stieg der Wärmeübergang

um das 1,2 – 2-fache, da dabei der Abschnitt Flüssigkeitskonvektion fehlte und der Abschnitt Blasenzustand verkürzt wurde. Der Einfluß von x_{ein} auf $\bar{\alpha}_a$ wurde bei höheren Werten von δ und w_0 sowie geringeren von q verstärkt.

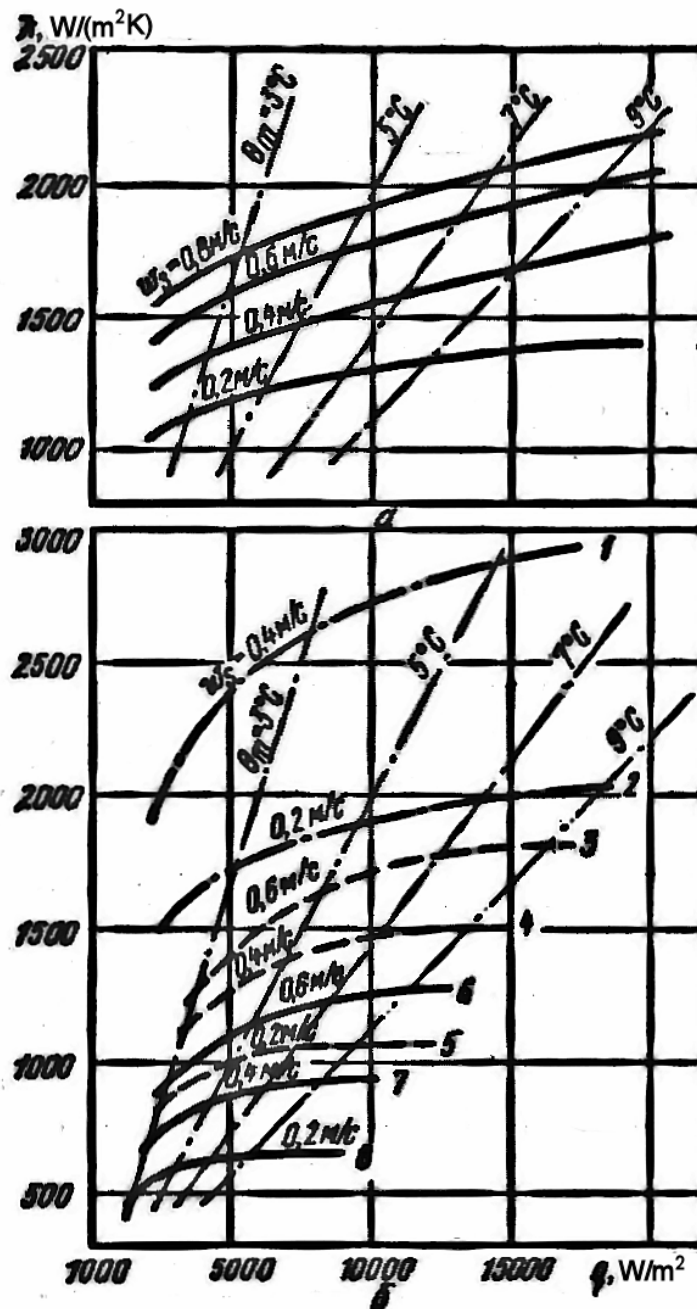


Abb. 5. Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten k von PIV beim Sieden der Kältemittel R22 und Ammoniak vom Wärmestrom q

a) Kälteträger Wasser, R22, $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, PIV aus Plastik P-1;

a) Kälteträger Kalziumchloridlösung;

1, 2 – NH_3 , $t_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, PIV aus Plastik OKL-5;

3, 4, 5 – R22, $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$, PIV aus Plastik OKL-5;

6, 7, 8 – R22, $t_0 = -20 \text{ }^\circ\text{C}$, PIV aus Plastik P-1.

Einige Angaben zum Wärmeübergang in den PIV-Modellen sind in Abb. 5 enthalten. Beim Sieden von R22 und R12 in PIV mit Gitter-Strömungskanälen haben die Wärmedurchgangskoeffizienten k bei $t_0 = -20\text{ °C}$, mittlerem logarithmischem Temperaturgefälle $\theta_m = 5 - 7\text{ °C}$ und einer Kälte-trägergeschwindigkeit (Kalziumchloridlösung) von $w_s = 0,4 - 0,6\text{ m/s}$ die Werte $1,4 - 1,7\text{ kW/m}^2$, und in PIV mit geraden Strömungskanälen $0,8 - 1,2\text{ kW/m}^2$. Die größten Wärmedurchgangszahlen k wurden in PIV aus Platten mit „tannenförmigen“ Riffelungen erzielt, bei denen die Werte von k bei sonst gleichen Werten von q , t_0 und w_s um das $1,4 - 1,6$ -fache höher ausfielen als in PIV mit geraden Strömungskanälen. Dies läßt sich durch höhere Werte des Wärmedurchgangskoeffizienten aufgrund des Kälte-trägers α_a in gekreuzten Strömungskanälen erklären.

Beim Sieden von Ammoniak in PIV ist der Wärmeübergang höher als bei einem gleichen Freon-Apparat (siehe Abb. 5). Aufgrund des Wärmewiderstands des Ölfilms an der Wärmeübertragungsfläche sind die Koeffizienten k in Ammoniak-PIV um das $1,5 - 2$ -fache niedriger als ohne Öl.

Vergleicht man Energiewirkungsgrad $E_{\text{Platte}}/E_{\text{Rohr}}$, Massen $M_{\text{Rohr}}/M_{\text{Platte}}$ und Volumina $V_{\text{Rohr}}/V_{\text{Platte}}$ der untersuchten Rohrbündelverdampfer (RbündelV) und Plattenverdampfer (PIV) bei sonst gleichen Durchsatzleistungen, so zeigt sich, daß die PIV $2 - 5$ mal effektiver und kompakter und auch $1,5 - 3,5$ mal leichter sind (Tab. 2). Vergleichsvoraussetzungen: $Q_0 = 50\text{ kW}$, $t_0 = -20\text{ °C}$, $\theta_m = 7\text{ °C}$, Kältemittel R22, Kälte-träger Kalziumchloridlösung.

Tabelle 2

$w_{s\text{Rohr}}$, m/s	$w_{s\text{Platte}}$, m/s	PIV aus Plastik P-1			PIV aus Plastik OKL-5		
		$E_{\text{Platte}}/E_{\text{Rohr}}$	$V_{\text{Rohr}}/V_{\text{Platte}}$	$M_{\text{Rohr}}/M_{\text{Platte}}$	$E_{\text{Platte}}/E_{\text{Rohr}}$	$V_{\text{Rohr}}/V_{\text{Platte}}$	$M_{\text{Rohr}}/M_{\text{Platte}}$
1,0	0,30	4,6	5,5	4,7	5,7	4,8	3,5
1,5	0,46	2,6	3,1	2,7	3,8	3,2	2,3
2,0	0,63	1,9	2,3	1,9	2,7	2,3	1,7
2,5	0,80	1,8	2,2	1,9	2,7	2,3	1,7

Die Ergebnisse des Vergleichs von PIV aus Platten mit „tannenförmigen“ Riffelungen und Rohrbündelverdampfern zum Sieden in Rohren (SteilrohrV) und mit Ringraum (RbündelV und RaumV) unter Bedingungen, die dem jährlichen Mindestaufwand für einen Verdampfer entsprechen, sind erstere ebenfalls vorzuziehen (Tab. 3).

Tabelle 3

Art des Rohrbündelverdampfers	Vergleichsvoraussetzungen							$V_{\text{Rohr}}/V_{\text{Platte}}$	$M_{\text{Rohr}}/M_{\text{Platte}}$
	Kältemittel	Kälte-träger	Q_0 , kW	t_0 , °C	θ_m , °C	$W_{s\text{Rohr}}$, m/s	$W_{s\text{Platte}}$, m/s		
RbündelV	R22	CaCl ₂	50	-20	7	1,5	0,4	2,7	2,5
SteilrohrV	R22	CaCl ₂	30	-10	6	0,8	0,58	3,9	2,3
RraumV	NH ₃	CaCl ₂	150	-15	5	0,8	0,4	6,5	5,1

Aufgrund der durchgeführten Untersuchungen kann man folgende Empfehlungen für Planung und Betrieb von PIV aussprechen:

- Als Kälte-träger verwendet man geeigneterweise einen gekreuzten Strömungs-kanal, bestehend aus Platten mit „tannenförmigen“ Riffelungen und einem mittleren Plattenabstand von $\bar{\delta} = d_a/2 = 4 - 5$ mm.
- Kälte-trägergeschwindigkeit entsprechend dem jährlichen Mindestaufwand, $w_a = 0,4 - 0,5$ m/s.
- Die Breite des flachen Schlitzkanals für das Kältemittel sollte vergleichbar sein mit dem Blasenabreißdurchmesser des jeweiligen Kältemittels und dem gewählten Siedetemperaturbereich. Unter Berücksichtigung der konstruktiven Möglichkeiten sollte man für R22 und R12 $\bar{\delta} = 1 - 2$ mm, für Ammoniak (NH₃) $\bar{\delta} = 2 - 3$ mm wählen.
- Hinsichtlich der Wärmeabgabe des Kältemittels kann man als optimal einen Betrieb mit $x_{\text{ein}} = 0,05 - 0,15$ empfehlen, der dadurch erreicht wird, indem das Dampf-Flüssigkeits-Gemisch direkt hinter dem thermostatischen Ventil in den Apparat geleitet wird, sowie $x_{\text{aus}} = 0,98 - 1,0$, indem die Restflüssigkeit vollständig verdampft und im regenerativen Wärmeaustauscher die notwendige Dampfüberhitzung erreicht wird.

Da die optimalen Abmessungen des flachen Schlitzkanals für Kältemittel und Kälte-träger unterschiedlich sind, schlagen die Verf. eine PIV-Konstruktion mit gemischten Kanälen vor: gekreuzte Strömungskanäle mit $\bar{\delta} = 4$ mm für den Kälte-träger und gerade Strömungskanäle mit $\bar{\delta} = 1 - 2$ mm für das Kältemittel. Ein solches Kanalsystem kann man aus Platten mit „tannenförmigen“ Riffelungen gewinnen. Dabei ergibt sich der gerade Strömungskanal durch Riffelung in der Riffelung, der gekreuzte Strömungskanal durch Drehung der Nachbarplatten um 180°.

Die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen lassen thermische und hydraulische Berechnungen von Plattenverdampfern zu, bei denen Form und Abmessungen der Kanäle identisch sind mit den Versuchsgeräten. Dabei sollten Wärmeübergangskoeffizient α_a und hydraulischer Widerstand Δp_a aufgrund des Kälte-trägers nach den in den Arbeiten [7, 10] angegebenen Gleichungen bestimmt werden. Den Wärmeübergangskoeffizienten von seiten der siedenden Kältemittel R12 und R22 kann man anhand von Abb. 2 bzw. nach der Gleichung

$$\bar{\alpha}_{a,ger} = \bar{\alpha}_{a,fl} \varepsilon_{ger}$$

ermitteln.

Der Wert ε_{ger} wird aus Abb. 3 abgelesen; $\bar{\alpha}_{a,fl}$ wird nach den Gleichungen (1) oder (2) berechnet, in die anstelle von d_a der Wert $2\bar{\delta}$ eingesetzt wird, anstelle der Höhe H , wie in der Berechnung von x_{aus} , verwendet man die gegebene Kanallänge $L_{geg} = F_{fl}/B$ (F_{fl} für die Plattenoberfläche, m^2 ; B für die Plattenbreite, m).

Der Vergleich der geometrischen Abmessungen der von der Industrie erhältlichen Platten zeigt, daß die meisten Kanäle aus „tannenförmig“ angeordneten Platten $\bar{\delta} = 4 - 5 \text{ mm}$ und $L_{geg} = 0,8 - 1,1 \text{ m}$ besitzen, gerade Strömungskanäle hingegen $\bar{\delta} = 2 - 4 \text{ mm}$ und $L_{geg} = 0,7 - 1,1 \text{ m}$. Diese Maße weichen nur wenig von den Abmessungen der Versuchsmodelle ab. Deshalb kann man die oben genannten Gleichungen auch mit einiger Zuversicht zur Berechnung von $\bar{\alpha}_a$ in solchen Geräte empfehlen.

Die Berechnung von α_a und Δp_a hinsichtlich des Kälte-trägers kann man für verschiedene Platten nach den Gleichungen in den Arbeiten [4, 11] durchführen.

Die Versuchsangaben zum hydraulischen Widerstand aufgrund des Kältemittels wurden bei einmaliger Zirkulation ermittelt, was dem fast-optimalen Zustand entspricht. Beim Kältemittel R22 ist der hydraulische Widerstand Δp_a unwesentlich, er beträgt $3,5 - 8 \text{ kPa}$ bei $q = 2 - 10 \text{ kW/m}^2$ und entspricht der Veränderung von t_0 über die Apparathöhe um $0,3 - 0,6 \text{ }^\circ\text{C}$. Dies beweist, daß man den Wert Δp_a bei der Geräteberechnung vernachlässigen kann.

Angaben über das Sieden von Ammoniak in geriffelten Kanälen sind den Autoren – mit Ausnahme derer in Abb. 2 – unbekannt. Deshalb empfiehlt es sich, bei der Berechnung von Ammoniak-Plattenverdampfern mit Platten, deren Geometrie von der untersuchten abweicht, eher die Gleichung zum Sieden von reinem Ammoniak in ringförmigen Kanälen [1] anzuwenden und in die Berechnung den Wärmewiderstand des an der Wärmeübertragungsfläche entstehenden Ölfilms hereinzunehmen.

Literaturverzeichnis:

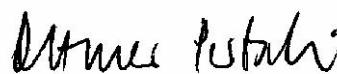
1. Azarskov, V. M.; Danilova, G. N.; Zemskov, B. B.: Issledovanie teploobmena pri kipeonii freona-22 v ploskikh vertikal'nykh ščelevykh kanalakh. – In: Cholodil'nye mašiny i ustanovki. Sbornik naučnykh trudov LTICH P. Leningrad, 1974 S. 121 – 124.
<Untersuchung des Wärmeübergangs beim Sieden von Freon 22 in flachen vertikalen Schlitzkanälen; russ.>
2. Azarskov, V. M.; Zemskov, B. B.; Kirsanov, V. A.: Teploobmen pri kipeonii smesi R22 – maslo v plastinčatom isparitele. – In: Mašiny i apparaty cholodil'noj, kriogennoj tehniki i kondicionirovanija vozducha. Mežvuzovskij sbornik naučnykh trudov. Leningrad, 1979 S. 69 – 74.
<Wärmeübergang beim Sieden eines R22-Öl-Gemisches im Plattenverdampfer; russ.>
3. Azarskov, V. M.; Zemskov, B. B.; Malyšev, A. A.: Issledovanie kipeonija freona 113 v vertikal'nom ščelevom kanale. – In: Cholodil'nye mašiny i ustrojstva. Mežvuzovskij sbornik naučnykh trudov. Leningrad, 1976 S. 48 – 52.
<Untersuchung des Siedens von Freon 113 in einem vertikalen Schlitzkanal; russ.>
4. Baranovskij, N[ikolaj] V[asil'evič]; Kovalenko, L[eonid] M[aksimovič]; Jastrebenckij, A[nisim] R[udol'fovič]: Platinčatyje i spiral'nye teploobmenniki. Moskva: Mašinostroenie, 1973, 160 S., 5.500 Ex.
<Platten- und Spiral-Verdampfer; russ.>
5. Danilova, G. N.; Azarskov, V. M.: Éksperimental'noe issledovanie teploobmena v élemente plastinčatogo isparitelja. (Iz dissertacionnoj raboty V. M. Azarskova). – In: Cholodil'naja tehnika. Moskva, 1972 Nr 10 S. 52 – 54.
<Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs in einem Plattenverdampfer-Element. (Aus der Dissertation von V. M. Azarskov); russ.>
6. Danilova, G. N.; Maljugin, G. I.; Malkov, L. S.: Éksperimental'noe issledovanie teploobmena pri kipeonii ammiaka v vertikal'nykh kol'cevych kanalakh. – In: Cholodil'naja tehnika. Moskva, 52 (1975) Nr 9 S. 32 – 37.
Dt.: Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs beim Sieden von Ammoniak in vertikalen Ringspalten; Übersetzung Nr 171 der Übersetzungsstelle der Universitätsbibliothek Stuttgart, 12 S.
7. Zemskov, B. B.; Azarskov, V. M.; Malyšev, A. A.: Issledovanie teploobmena v plastinčatych ispariteljach iz plastin s goframi „v elku“. – In: Mašiny i apparaty cholodil'noj, kriogennoj tehniki i kondicionirovanija vozducha. Mežvuzovskij sbornik naučnykh trudov. Leningrad, 1978 S. 97 – 112.
<Untersuchung des Wärmeübergangs in Plattenverdampfern aus Platten mit „tannenförmigen“ Riffelungen; russ.>
8. Zemskov, B. B.; Danilova, G. N.; Azarskov, V. M.: Issledovanie processov teploobmena i gidrodinamiki v kanalakh plastinčatych isparitelej. – In: Mašiny i apparaty cholodil'noj, kriogennoj tehniki i kondicionirovanija vozducha. Mežvuzovskij sbornik naučnykh trudov. Leningrad, 1979 S. 55 – 63,
<Untersuchung der Wärmeübergänge und Hydrodynamik in den Kanälen von Plattenverdampfern; russ.>
9. Zemskov, B. B.; Danilova, G. N.; Azarskov, V. M.: Issledovanie lokal'noj i srednej teplootdači kipjaščego potoka R22 v vertikal'nykh ščelevykh kanalakh. – In: Kipeenie i kondensacija. Riga, 1980 S.
<Untersuchung des lokalen und durchschnittlichen Wärmeübergangs von R22 in vertikalen Schlitzkanälen; russ.>
10. Zemskov, B. B.; Danilova, G. N.; Azarskov, V. M.; Malyšev, A. A.; Gorodničev, A. A.: Issledovanie teploobmena v modeli plastinčatogo isparitelja lentočno-potočnogo tipa. – In: Cholodil'naja tehnika. Moskva, 1977 Nr 6 S. 18 – 23.
<Untersuchung des Wärmeübergangs im Modell eines Filmströmungs-Plattenverdampfers; russ.>

11. Plastinčatye teploobmenniki. Katalog. Moskva: CINTIchimneftemaš, 1974, 2., berichtigte u. ergänzte Auflage, 61 S., 4.500 Ex. (Ukrainskij naučno-issledovatel'skij i konstruktorskij institut chimičeskogo mašinostroenija / Central'nyj institut naučno-techničeskoj informacii i tehniko-ekonomičeskich issledovanij po chimičeskomu i neftjanomu mašinostroeniju/
<Plattenverdampfer. Katalog; russ.>

12. Azarskov, V. Duminil. M.: Influence de la convection forcee sur le transfert de chaleur au refrigerant 113 en ébullition dans un canal vertical étroit de section rectangulaire. – In: La revue générale du froid. Paris, (1974) Nr 11 (decembre) S. 1197 – 1202.

Stuttgart, den 11. Dezember 2010

übersetzt von



(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer