

M/143

Rifert, V.G., Barabaš, P.A., Golubev, A.B.,
Leont'ev, G.G., Čaplinskij, S.I.

UNTERSUCHUNG ÜBER DIE FILMKONDENSATION VON DAMPF BEI
INTENSIVIERENDER EINWIRKUNG DER OBERFLÄCHENKRÄFTE

Übersetzung aus:

Teplomassoobmen - V (Materialy V (pjatoj) vsesojuznoj kon-
ferencii po teplomassoobmenu).

Minsk: 1976, tom (Band) 3, čast' (Teil) 2 (Teplomassoobmen
pri fazovych prevraščenijach), S. 138 - 142.

Russ.: ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛЕНОЧНОЙ КОНДЕНСАЦИИ ПАРА
ПРИ НАЛИЧИИ ИНТЕНСИФИЦИРУЮЩЕГО ВОЗДЕЙСТВИЯ
ПОВЕРХНОСТНЫХ СИЛ

Issledovanie plenočnoj kondensacii para
pri naličii intensivirujuščego vozdejstvija
poverchnostnyh sil

To substantiate the geometry of finning condenser
tubes for intensifying vapour condensation the dimensions
of the flooding areas of the bottom part of horizontal tu-
bes as well as the parameters of a film flowing down in the
grooves of vertical tubes are determined.

The theoretical solution of the problem on vapour
condensation from the profiled surfaces is presented. The
experimental data on the condensation of vapours of various
liquids have proved the solution obtained.

Es gibt eine Reihe von theoretischen und experimentellen
Arbeiten [1 - 6], in denen die Untersuchungen der Kondensation
des Dampfes von verschiedenen Flüssigkeiten an horizontalen
und vertikalen Rohren mit unterschiedlichem Profil behandelt

Übersetzungstitel
der Universitätsbibliothek Stuttgart

wurden. Bei der Darstellung der veröffentlichten Angaben erwies es sich als nicht möglich, eine entsprechende Beziehung zur Berechnung des mittleren Wärmeabgabekoeffizienten $\bar{\alpha}$ aufzustellen. Die günstigste Profilgeometrie von horizontalen und vertikalen Rohren konnte ebenfalls nicht gefunden werden. Der Grund dafür besteht vor allem darin, daß es keine genaue Vorstellung vom physikalischen Vorgang der Dampfkondensation beim Einfluß der Oberflächenkräfte gibt, und daß die theoretischen Lösungen [1 - 3] mit einer Reihe von Mängeln behaftet sind. Diese Mängel sind folgende: Die anfängliche Filmdicke im Abschnitt mit dem größten Druck auf ihn wird gleich Null gesetzt, was die Rechenwerte $\bar{\alpha}_L$ zu groß ausfallen läßt [2, 3]. Ein wesentlicher Fehler bei der Bestimmung der Kennwerte des Vorgangs geht aus der Vernachlässigung der Dampfkondensation in den Abschnitten mit geringerem Dampfdruck über dem Film hervor [1 - 3]. Nach [3] ist die Breite des Unterbodenabschnittes für Rohre mit horizontalem Profil gleich der für glatte, was nicht der Wirklichkeit entspricht. Die empirische Beziehung [4, 5], die die konstante Zahl $We = \frac{\sigma}{\rho_{gr} R^2}$ mit R - Krümmungsradius des Profils enthält, und die ebenfalls nicht vom Durchmesser oder der Länge des Rohres und des Wärmeflusses abhängt, kann auch nicht als gelungen angesehen werden.

In der vorliegenden Arbeit wurde der Beweis geführt, daß es eine für Rohre mit horizontalem und vertikalem Profil gemeinsame Gleichung zur Berechnung der Wärmeabgabe gibt. Es werden zwei Arten von Oberflächenprofilen verwendet: ein Profil, das durch Verformung der Rohrwände gewonnen wird (Abb. 1a), und die Befestigung von Drahtrippen (Abb. 1b). Im Falle eines vertikalen Rohres verlaufen die Rippen längs, bei horizontalem Rohr quer. Wie auch in [2, 3] teilen wir den Rohrabschnitt in einem gewissen Abstand Z_n vom Beginn der Kondensatbildung (für das vertikale Rohr $Z_n = nL/m$, für das horizontale $Z_n = \frac{n\pi D}{2m}$ mit m - Zahl der Einteilungen, $n = 1 \div m$) in zwei Abschnitte ein:

1₁ - das Kondensat fließt unter Einwirkung der Oberflächen-

kräfte in die Rille oder unter den Draht und l_2 - Abfließen des Filmes unter Einwirkung der Trägheitskräfte.

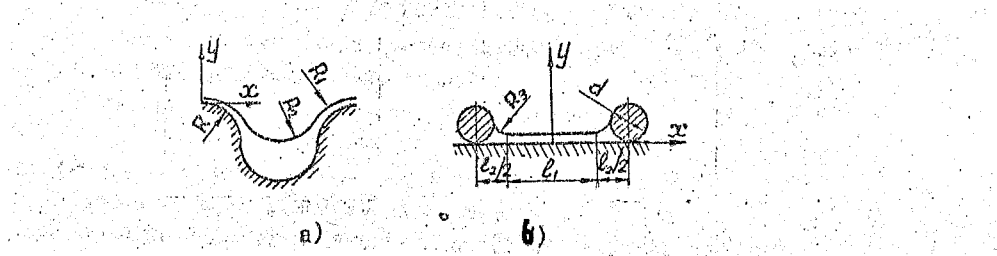


Abbildung 1.

Im Unterschied zu [2, 4] bewerten wir die Richtigkeit dieses Fließschemas nach $We = 2\sigma/\rho g l_1 R_3 \gg 5$, die wir aus dem Vergleich der Trägheitskräfte mit den Oberflächenkräften bekommen haben. Wir gehen von derselben Annahme wie in [1 - 3] aus und finden den Ausdruck für die mittlere Filmgeschwindigkeit im Abschnitt l_1 :

$$v_x = \frac{2\sigma\delta_x^2}{3R_3 l_1 \mu} \quad (1)$$

mit R_3 - mittlerer Krümmungsradius des Filmes auf dem Scheitel des Grates (1a) oder direkt an den Drähten (Abb. 1b), der leicht für jede beliebige Profilgeometrie bestimmt werden kann. So ist für das Profil nach Abb. 1b $R_3 = l_2^2/8d$ [6], mit d - Durchmesser des Drahtes; für das Profil nach Abb. 1a $R_3 = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$ mit R_1, R_2 .

Aus der Integralgleichung für die Durchflußmenge des Kondensats in Richtung der x-Achse (dabei im Unterschied zu [1 - 3] bei $x = 0, \delta_{x_0} = \delta_0 = f(Z)$) finden wir die Abhängigkeit für die Filmdicke:

$$x = \left(\frac{2R_3 l_1 \lambda \Delta t}{\sigma r} X + \delta_0^4 \right)^{1/4} \quad (2)$$

Dann wird die in Abschnitt 1₁ mittlere Wärmeabgabe $\bar{\alpha}_{n_1}$ durch Integrieren der Gleichung $\alpha = \lambda/\delta_x$ bestimmt:

$$\bar{\alpha}_{n_1} = \frac{2r\sigma}{3Rl_1^2 \nu \Delta t} \left[\sqrt[4]{\left(\frac{2Rl_1^2 \nu \Delta t}{r\sigma} + \delta_0^4\right)^3} - \delta_0^3 \right], \quad (3)$$

Andererseits gilt

$$\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} \bar{\alpha}_{n_i} = \frac{G_n \cdot r}{\Delta t Z_n l}, \quad (4)$$

mit $l = l_1 + l_2$. Für das vertikale Rohr mit feingeriffeltem Profil (Abb. 1a) ist $l = \pi R$, und für das mit den Drahtrippen (Abb. 1b) $l = \pi D/N$ (N - Anzahl der Drähte). Für das horizontale Rohr mit den Drahtrippen ist $l = L/N$.

Die Durchflußmenge des Kondensats in der Rille G_n (Abb. 1a) kann näherungsweise nach der in [2, 3] beschriebenen Methode bestimmt werden; die direkt an den Drähten nach der Abhängigkeit aus [6]; diese Abhängigkeit kann in umgewandelter Form folgendermaßen dargestellt werden:

$$G_n = 0,01 \rho (1-l_1)^2 d^{1,25} g_1^{0,75} \nu^{-0,5}, \quad (5)$$

mit $g_1 = g \sin \varphi_{n_1}$ (für horizontale Rohre).

Wir schreiben die Kontinuitätsgleichung für $x = l$ dort an, wo der Filmfluß seine Richtung ändert, und erhalten die Abhängigkeit zur Bestimmung der anfänglichen Filmdicke:

$$\delta_0 = \left[\frac{3\bar{\alpha}_n \Delta t R \nu l_1 (1-l_1)}{4\sigma r} \right]^{1/3} \quad (6)$$

Der mittlere Wärmeabgabekoeffizient für das ganze Rohr ist somit:

für das vertikale Rohr

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{m} \sum_{n=1}^{n=m} (\bar{\alpha}_{n_1} + \bar{\alpha}_{n_2}), \quad (7)$$

für das horizontale Rohr

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{m} \sum_{n=1}^{n=n_3} (\bar{\alpha}_{n_1} + \bar{\alpha}_{n_2}) \quad , \quad (8)$$

In diesen Gleichungen wird $\bar{\alpha}_{n_2}$ (Wärmeabgabekoeffizient im Abschnitt l_2) nach den aus der²Literatur bekannten Beziehungen für Filmkondensation berechnet; n_3 wird in der Endstufe der Berechnung für ein horizontales Rohr aus den Abmessungen des unteren überfluteten Rohrteils bestimmt. Das Gleichungssystem (3) - (8) gestattet es, den für die gesamte Oberfläche mittleren Koeffizienten $\bar{\alpha}$ nach dem Iterationsverfahren zu berechnen.

Zur Bestimmung des überfluteten unteren Rohrteils wurden Versuche an berippten 0,1 m langen Rohren (Durchmesser von 11; 16 und 28 mm) verschiedener Profilierung (dreieckige und feingeriffelte Rippen verschiedener Durchmesser, Drahtspirale mit verschiedenen l und dem Durchmesser d) mit destilliertem Wasser durchgeführt. Die sorgfältig gereinigten Versuchsrohre wurden trocken und nach Berieselung mit Wasser gewogen. Als Ergebnis wurde das Gewicht der von den Kapillarkräften gehaltenen Flüssigkeit und die Überflutungszone der Rohroberfläche h bestimmt. Die Bewertung von h aus dem Versuch wurde mit dem rechnerischen Wert nach der vereinfachten Abhängigkeit für die Kapillarhebung einer Flüssigkeit verglichen [7]:

$$h = \frac{2\sigma \cos \alpha}{g \rho R_1} \quad , \quad (9)$$

mit α - Oberflächenberieselungswinkel, $R_1 = \frac{2f}{P-S}$, f - Querschnittsfläche, P - benetzter Umfang, S - Breite (Abstand zwischen den Rippen). Die Versuchsdaten wurden nach Abhängigkeit (9) in dimensionsloser Form überarbeitet. (Abb. 2) (R_1 - die dem Wert h entsprechende Bogenlänge). Die durchgeführten Untersuchungen und die Beobachtungen, sowie die Berechnungen zeigten, daß Rohre mit dreieckigen und feingeriffelten Profilen

bei gleichen We-Zahlen einen beträchtlich größeren überfluteten Bereich haben als Rohre mit Drahtprofilen. Folglich kann man mit letzteren eine größere Intensivierung des Wärmeaustauschs bei der Dampfkondensation erreichen. Für die horizontalen Rohre wurde bei der Berechnung von $\bar{\alpha} h_1$ berücksichtigt.

Die Versuche zur Dampfkondensation wurden in horizontalen und vertikalen Rohren durchgeführt. Der Kondensator mit horizontalen Rohren bestand aus einem Rohrbündel. Der Rohrdurchmesser betrug 16 mm und die Rohrlänge 0,65 m; die Zahl der Reihen betrug vertikal 7 und horizontal 3. Die Untersuchungen wurden an Wasserdampf bei $t_H = 50 - 100^\circ\text{C}$, Wärmestromdichte $q = 2 \times 10^4 - 3 \times 10^5 \text{ W/m}^2$ durchgeführt. An der Außenseite der Rohre war spiralenförmig ein Draht mit Durchmesser $d = 1 \text{ mm}$ im Abstand $l = 10 \text{ mm}$ gewickelt.

Bei den vertikalen Rohren wurden die Untersuchungen an Wasserdampf, Ammoniak und Freon 12 durchgeführt. Die Rohre hatten eine Länge von 0,65 m bis 1,97 m und einen Durchmesser von 16,20 und 57 mm. Das Profil bestand aus einem längs laufenden Draht ($d = 0,87 - 1,55 \text{ mm}$, $l = 6 - 18 \text{ mm}$) und feingeriffelten Rippen mit $R = 0,35$ und $0,5 \text{ mm}$. An NH_3 und Freon 12 wurden die

Versuche bei $t_H = 30^\circ\text{C}$, an Wasserdampf bei $t_H = 100^\circ\text{C}$ durchgeführt. Für die Kältemittel betrug $q = 2 \times 10^3 - 3,5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$, für Wasserdampf $q = 3 \times 10^4 - 3,3 \times 10^5 \text{ W/m}^2$. Die mittlere Wandtemperatur aller Rohre wurde durch auf sie aufgelegte Widerstandsthermometer gemessen.

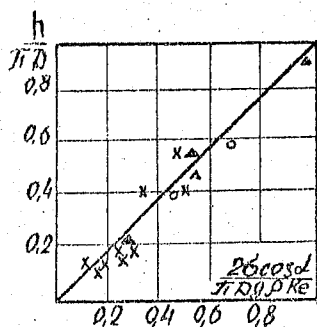


Abbildung 2.

- ▲ - dreieckige Rippe
- o - feingeriffelte Rippe
- x - Drahtspirale

Die analytischen Berechnungen von α wurden im elektronischen Digitalrechner "Mir" nach der oben beschriebenen Methode und auch

nach den Abhängigkeiten berechnet, welche analog zu [2, 3] ermit-

teilt wurden, d.h. bei $\bar{\alpha}_{n_2} = 0$, $\delta_0 = 0$ und ohne Berücksichtigung der tatsächlichen Überflutung der horizontalen Rohre, d.h. bei $\varphi_3 = 30^\circ$. Die beiden letzten Annahmen für die horizontalen Rohre und $\delta_0 = 0$ für die vertikalen Rohre führen z.B. dazu, daß α 2mal zu groß ausfällt. Die Vernachlässigung der Dampfkondensation im Abschnitt 1₂ ($\bar{\alpha}_{n_2} = 0$) führt nur bei Flüssigkeiten mit geringer Wärmeleitfähigkeit (Freon 12) zu einer Abnahme von $\bar{\alpha}$ um 30 %. Die vorgeschlagene Methode zur Berechnung von $\bar{\alpha}$ gibt den tatsächlichen Vorgang sehr gut wieder.

L i t e r a t u r

1. Gregorig, Romano: Hautkondensation an feingewellten Oberflächen bei Berücksichtigung der Oberflächenspannungen.
In: Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik. Basel, 5 (1954), S. 36 - 49.
2. Зозуля Н.В., Карху В.А. ЖТМФ, 1969, №1, стр.93-97.
Zozulja, N.V., Karchu, V.A.: Analiz processa plenočnoj kondensacii para na vertikal'noj melkorebristoj poverchnosti.
In: Žurnal prikladnoj mehaniki i tehničeskoj fiziki. Moskva, 1969, Nr 3, S. 93 - 97.
<Analyse des Vorganges der Filmkondensation von Dampf an einer vertikalen feinberippten Oberfläche>
3. Карху В.А., Боровков В.П. ИФЭ, 1970, т.ХІХ, №4, стр.617-624.
Karchu, V.A., Borovkov, V.P.
In: Inženerno-fizičeskij žurnal. Minsk, 19 (1970), Nr 4, S. 617 - 624.
Englische Übersetzung: Film Condensation of Vapour on Horizontal Corrugated Tubes.
In: Journal of Engineering Physics. New York, 19 (1970), Nr 4, S. 1229 - 1234.
4. Солодов А.Г., Исаченко В.П. Труды МЭИ, 1965, вып.63.
Solodov, A.G., Isačenko, V.P.: Nekotorye osobennosti mehanizma kapel'noj kondensacii.
In: Trudy. Moskovskij ordena Lenina energetičeskij institut., Moskva, 63 (1965), S. 121 - 139.
5. Гогонин И.И., Дорохов А.Р. Холодильная техника, 1970, №11, стр.31-34.
Gogonin, I.I., Doročov, A.R.
In: Cholodil'naja tehnika. 1970, Nr 11, S. 31 - 34.

6. Риферт В.Г., Барабаш П.А., Мужилко А.А. ИФЖ, 1975, т. XXVIII, №5, стр. 906-907.

Rifert, V.G., Barabaš, P.A., Muchilko, A.A.: Zakonomernosti gidrodinamiki i teploobmena pri paroobrazovanija v plenke na vertikal'noj poverchnosti s provoločnymi intensivifikatorami. 2. Izučenie teploobmena.

In: Inženerno-fizičeskij žurnal. Minsk, 28 (1975), Nr 5, S. 906 - 907.

〈Gesetzmäßigkeiten der Hydrodynamik und des Wärmeaustauschs bei der Film-Dampfbildung auf einer vertikalen Oberfläche mit Drahtintensifikatoren. 2. Untersuchung des Wärmeaustauschs〉

7. Бресслер В. Труды Американского общества инженеров-механиков, серия С, 1970, т. 92, №2, стр. 132-139.

Bressler, V.

In: Trudy. Amerikanskoe obščestvo inženеров-mechanikov. Serija C. 92 (1970), Nr 2, S. 132 - 139.

Stuttgart, den 25. Januar 1977

übersetzt von

Ottmar Pertschi

(Ottmar Pertschi)

Dipl.-Übersetzer