

WÄRMEÜBERGANG AM WAGRECHTEN ROHR BEI KONDENSATION GESÄTTIGTER UND ÜBERHITZTER DÄMPFE

J. ŠTĚPÁNEK, A. HEYBERGER und V. VESELÝ

Institute of Chemical Technology, Prague, Czechoslovakia

(Eingegangen 27 Juli 1968)

Zusammenfassung—Es wurden Wärmeübergangszahlen für die Kondensation gesättigten und überhitzten Dampfes von Benzen, Äthanol und Methanol am wagrechten Rohr ermittelt. Für gesättigte Dämpfe wurden durchwegs niedrigere Werte, als der Nusselt'schen Formel entspricht, erhalten. Dampfüberhitzung ist mit einer Erhöhung der Übergangszahl, bezogen auf den Unterschied zwischen Sattdampf- und Wandtemperatur als treibende Kräfte, verbunden. Durch Modifikation der Nusselt'schen Beziehung mittels eines empirischen Koeffizienten gelang es die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl bei Kondensation sowohl gesättigten als auch überhitzten Dampfes von den massgebenden Bedingungen ausdrücken.

FORMELZEICHEN

A ,	Fläche [m^2];
c ,	spezifische Wärme [kcal/kg deg];
d ,	Durchmesser [m];
g ,	Erdbeschleunigung [m/s^2];
h ,	spezifische Enthalpie [kcal/kg];
Δh_D ,	spezifische Verdampfungswärme [kcal/kg];
l ,	Länge [m];
\dot{m} ,	[kg]; Massendurchfluss;
\dot{Q} ,	Wärmedurchfluss [kcal/h];
t ,	Temperatur [$^{\circ}C$];
$\bar{\alpha}$,	Wärmeübergangszahl (Mittelwert) [kcal/ m^2h deg];
λ ,	Wärmeleitfähigkeit [kcal/m h deg];
μ ,	dynamische Viskosität [kg/m s];
ρ ,	spezifische Masse [kg/ m^3].

Nu , Nusselt'sche K.-Z., $= \frac{\bar{\alpha}d}{\lambda}$;

Re , Reynolds'sche K.-Z., $= \frac{2\dot{m}}{l\mu}$.

Indices

e, i ,	Aus- bzw. Eintrittswert;
d ,	Wert für Dampf;
g ,	Wert bei Flüssigkeits-Dampf-Gleichgewicht;
l ,	Wert für Flüssigkeit;
\ddot{u} ,	Wert für überhitzten Dampf;
w ,	Wandwert.

Kennzahlen (kurz K.-Z.)

Ga , Galilei'sche K.-Z.) $\frac{gd^3}{\nu^2}$;

K , K.-Z. für den Kondensationsvorgang,

$$= \frac{h_v - h_{in}}{c_p(t_g - \ddot{u})}$$

DIE VORLIEGENDE Studie diente der Messung von Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation überhitzter Dämpfe anderer Substanzen als Wasser, da bisjetzt ausschliesslich für letzteres solche Messungen vorgenommen wurden. Gleichzienten mussten Wärmeübergangskoeffizienten für die Kondensation gesättigter Dämpfe bestimmt werden, um den Einfluss der

Überhitzung auf die Intensität des Wärmeübertrages verfolgen zu können. Mit Rücksicht auf die Tatsache, dass das Nusselt'sche Modell hydrodynamische Bedingungen für die Strömung des Kondensates am wagrechten Rohr recht gut widerspiegelt, ist es angebracht die bei Kondensation sowohl von gesättigten als auch überhitzten Dämpfen gemessenen Wärmeübergangszahlen mit den an Hand der Nusselt'schen Beziehung errechneten zu vergleichen.

LITERATURÜBERSICHT

Das älteste Modell für den Wärmeübergang bei Kondensation gab unter Annahme einer Reihe vereinfachender Voraussetzungen Nusselt [9] an. Für den Mittelwert des Wärmeübergangskoeffizienten am wagrechten Rohr erhielt er den Ausdruck

$$\bar{\alpha} = 0,725 \left[\frac{\lambda^3 \rho^2 \Delta h g}{d(t_g - t_w)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (1)$$

Bei der Lösung des Problems der Kondensation überhitzten Dampfes ging Nusselt [10] von der Annahme, der Dampf gäbe an die Wand lediglich die durch Kondensation freierwerdende Wärme (dh. ohne gleichzeitige Abkühlung des nichtkondensierenden Dampfanteils) ab, aus. Der Wärmeübergangskoeffizient bei Kondensation überhitzten Dampfes kann bei Festsetzung der treibenden Kraft gemäss Kirschbaum [7] in Form der Differenz zwischen Sattdampf-temperatur bei dem betreffenden Druck und der Wandtemperatur aus dem für den Fall einer Sattdampfkondensation bei sonst gleichen Bedingungen ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten laut Gleichung

$$\frac{\bar{\alpha}_i}{\bar{\alpha}_g} = \left[1 + \frac{c_d}{\Delta h_D} (t_i - t_g) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

berechnet werden.

Voskresenskij [16] und Gregorig [3] widmeten dem Fehler, der durch Einsetzen von für das arithmetische Mittel der Kondensat-

temperatur berechneten Materialkonstanten in Glchg. (1) hervorgerufen wird, Aufmerksamkeit. Bromley, Brodkey und Fishenan [1], Peck und Reddie [13] und Gregorig [3], befassten sich mit dem Einfluss einer veränderlichen Wandtemperatur. In beiden Fällen stellten die Autoren fest, dass der den nach Nusselt berechneten Wärmeübergangskoeffizienten belastende Fehler sehr geringfügig ist.

Othmer und White [12], Othmer und Ber- man [11], Ju Chin Chu, Flitcraft und Holeman [16], Pressburg und Todd [14] widmeten der experimentellen Bestimmung von Wärmeübergangszahlen bei Kondensation organischer Stoffe (Äthanol, Benzen, Toluol u.a.m.) an wagrechten Rohren ihre Aufmerksamkeit. Selin [15], führte Messungen der Wärmeübergangszahl bei Kondensation von Methanoldampf und Dämpfen höherer Alkohole an wagrechten, schrägen und vertikalen Rohren aus. Er stellte fest, dass die an wagrechten Rohren ermittelten Messwerte um cca 13 Prozent niedriger sind als der Theorie nach Nusselt entspricht. Er erklärt den Unterschied durch den Umstand, dass sich infolge der Oberflächenspannung das Kondensat am unteren Teil der Rohre ansammelt und sich in Form grosser Tropfen löst: die Dicke der Kondensatschicht am Unterteil des Rohres also grösser, als dem Nusselt'schen Modell entspricht.

Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation überhitzten Dampfes bestimmten Gnam [2], Jakob [4, 5] und Kirschbaum [7, 8] jedoch ausschliesslich für Wasser. Eine umfassende Studie in der gleichen Richtung unternahm Winckelsesser [17]; seine Resultate können jedoch nicht zu einem quantitativen Vergleich mit den von uns erhaltenen herangezogen werden, da er seine Messungen bei einer Dampfgeschwindigkeit von 20–149 m/s im Kondensator durchführte, wohingegen wir einen Höchstwert von 1,5 m/s einhielten.

Alle zitierten Autoren stimmen darin überein, dass die Erhöhung der Dampftemperatur über den Sättigungswert eine Erhöhung der auf Grund der w.o. nach Kirschbaum definierten

treibenden Temperaturdifferenz berechneten Wärmeübergangszahl nach sich zieht. Die Versuchsergebnisse entsprechen der Gleichg. (2), jedoch ist mit Rücksicht auf die hohe Verdampfungswärme des Wassers die Erhöhung der Wärmeübergangszahl relativ gering (3 Prozent bei 100°C Überhitzung). Grössere Differenzen sind im Falle organischer Substanzen, bei denen das Verhältnis von spezifischer Wärme und Verdampfungswärme höher als beim Wasser ist, zu erwarten.

EXPERIMENTELLER TEIL

Abb. 1 zeigt schematisch die Versuchsanordnung, die Messungen von Wärmeübergangskoeffizienten sowohl am wagrechten als auch senkrechten Rohr vorzunehmen ermöglichte. Der Dampfkessel (1) konnte mit einer Leistung von 7,8 bis 10,4 kW beaufschlagt werden. Der Dampf passierte einen Tropfenabscheider (2), hierauf einen aus drei elektrischen Heizelementen (3a, b, c) bestehenden Überhitzer mit einer Nennleistung von 1,8 kW; diese wurde mit Hilfe von Autotransformatoren nach Bedarf reguliert.

Der Dampf, entsprechend den Versuchsanforderungen im gesättigten oder überhitzten

Zustand, strömte durch einen zweiten Tropfenabscheider (6b) und trat hierauf in den wagrechten Kondensator (5) ein. Dessen Mantel bildete ein dickwandiges Glasrohr von 68 mm lichtigem Durchmesser, isoliert mit Asbestgewebe, wobei eine Aussparung im Isolationskörper die Beobachtung des Kondensationsvorganges entlang des ganzen Kondensationsraumes ermöglichte. Das Kondensatorrohr hatte jeweils die Länge von 1190 mm und je nach Bedarf einen äusseren Durchmesser von 10, 17 bzw. 25 mm; in einem Falle wurde auch mit einem Rohrdurchmesser von 20 mm gearbeitet.

Der Kondensatdurchfluss wurde volumetrisch mit Hilfe des Messgefässes (8b) bestimmt.

Innerhalb des Kondensationsrohres strömte destilliertes Wasser, dessen Eintrittstemperatur mittels Thermostat (14) konstant gehalten wurde und dessen Durchfluss an Hand eines Satzes von Rotametern (16) bestimmt wurde.

Im Verlaufe der Versuche waren die in der Definition des Wärmeübergangskoeffizienten laut

$$\bar{\alpha} = \frac{\dot{Q}}{A(t_g - t_w)} \quad (3)$$

auf tretenden Bestimmungsgrössen zu ermitteln.

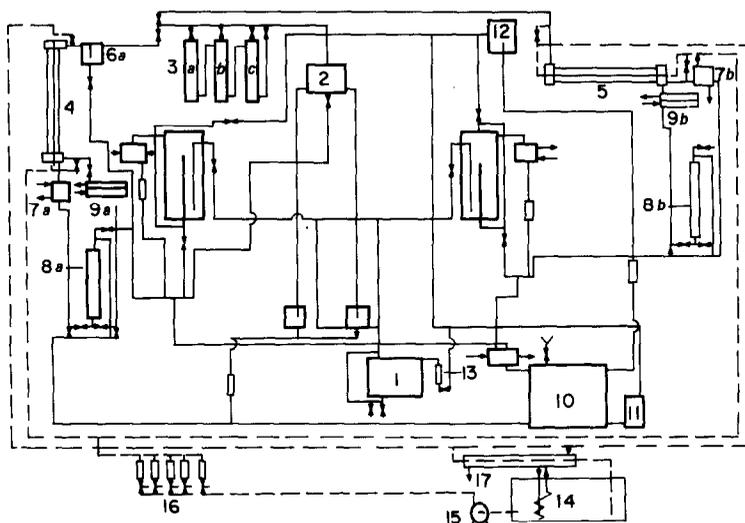


ABB. 1. Schema der Versuchsanlage.

Die mitgeteilte Wärmemenge berechneten wir aus dem Durchfluss und dem Temperaturanstieg des Kühlwassers. Der erste wurde an den Rotametern abgelesen, für die Bestimmung des zweiten wurden Quecksilberthermometer mit einer $0,1^\circ\text{C}$ -Teilung verwendet.

Das Ergebnis der auf diese Weise festgestellten Enthalpiebilanz für die Kühlseite des Kondensators wurde mit derjenigen der Dampfseite verglichen: Hiefür wurden der Dampfdruck, erhalten durch Messung der für das Auffangen einer gegebenen Kondensatmenge im Messgefäß (8b) benötigten Zeitspanne, und die mittels Thermometern der eben angegebenen Art bestimmte Dampftemperatur in die Rechnung eingesetzt. Die Übereinstimmung der auf beide Weise erhaltenen Bilanzresultate war zufriedenstellend.

Die Satttdampftemperatur wurde jeweils an Hand des im Kondensator herrschenden Druckes bestimmt. Sie stimmte innerhalb der Grenzen $\pm 0,1^\circ\text{C}$ mit der an den Thermometern abgelesenen überein.

Die Wandtemperatur des Rohres wurde aus seinem elektrischen Widerstand ermittelt. Das Rohr war in den Stromkreis einer Doppelbrücke nach Thompson eingeschaltet und sein Widerstand gegen einen Normalwiderstand von $10^{-3}\ \Omega$ abgeglichen. Mit Rücksicht auf eine in der Zeit etwas schwankende Temperaturabhängigkeit des Rohrwiderstandes wurde in regelmässigen Zeitabständen eine Neukalibrierung vorgenommen. Das angewendete Verfahren war mit zwei Fehlerquellen belastet: erstens wurde ein Mittelwert der Rohrwandtemperatur und nicht das Temperaturfeld an der Rohrwandaussenfläche gemessen, zweitens beeinträchtigte die Joule'sche Wärme des Messstromes die Genauigkeit der Enthalpiebilanz. Kontrollberechnungen ergaben jedoch, dass beide Fehler zu vernachlässigen sind.

Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten wurde für chemisch reinen Benzen, Äthanol mit 1% Benzen und chemisch reinen Methanol vorgenommen; die Versuchsreihen beziehen sich einerseits auf Satttdampf anderer-

seits auf um 35° und 70°C überhitzte Dämpfe. In einigen Fällen wurde eine Überhitzung von 15°C mit einbezogen. Die Temperatur des überhitzten Dampfes schwankte in Laufe der Messung in den Grenzen $\pm 3^\circ\text{C}$ um den Sollwert. Der Aussendurchmesser der Kupferkondensatorrohre betrug bei den Versuchen 10, 17 und 25 mm mit Ausnahme der Versuchsserie für Äthanol, bei welcher Rohre von 10, 17 und 20 mm benützt wurden. Der Kühlwasserdurchfluss wurde stets konstant bei 20 kg/h gehalten, lediglich bei Anwendung der 25 mm-Rohre wurde er verdoppelt, um Temperaturschwankungen am Kühlwasseraustritt zu vermeiden. Die Kühlwassereintrittstemperaturen variierten wir von ca. 20° bis ca. 55°C bei der Kondensation von Methanol und bis ca. 65°C bei Versuchen mit Äthanol bzw. Benzen. Innerhalb dieses Intervalls wurden fünf bis sieben Werte der Kühlwassereintrittstemperatur für jede Versuchsreihe ausgewählt und eingehalten. Dadurch war es möglich die Wandtemperatur des Kondensatorrohres zu beeinflussen.

Der Einwirkung der Dampfgeschwindigkeit auf den Wärmeübergang war nicht Gegenstand unserer Untersuchung. Der Dampfdruck war innerhalb der einzelnen Serien konstant, da der Dampfkessel mit einem konstanten Heizstrom beaufschlagt war.

Auswertung der Messungen—Ergebnisse und Schlussfolgerungen.

Die aus dem Messresultaten an Hand Glchg. (3) errechneten Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation gesättigter Dämpfe wurden im logarithmischen Mass-Stabe in Abhängigkeit von der Differenz zwischen Satttdampf- und Wandtemperatur graphisch aufgetragen (Abb. 2 und 3). Die Versuchspunkte liegen im Rahmen der Versuchsfehler auf Geraden, deren Richtungstangenten sehr nahe gleich $-0,25$ sind, was im Einklang mit der Theorie nach Nusselt ist. In allen Fällen sind die gemessenen Werte tiefer als die theoretischen; die Differenz beträgt ca. 10 Prozent und ist mit der von Selin [15] berichteten vergleichbar.

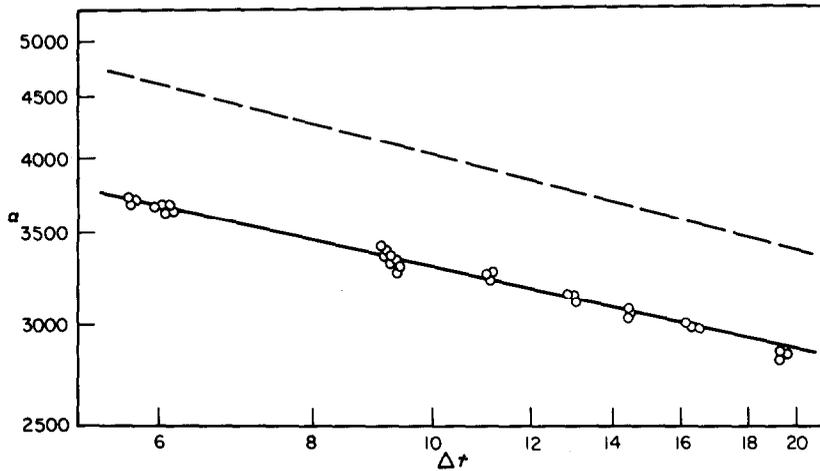


ABB. 2. Vergleich der bei Kondensation von gesättigten Äthanoldämpfen gemessenen Wärmeübergangszahlen mit der Nusselt'schen Beziehung. (Rohrdurchmesser $\phi = 10$ mm.)
 ----- Verlauf der Nusselt'schen Beziehung
 ——— Verlauf der auf experimentelle Weise erhaltenen Werte.

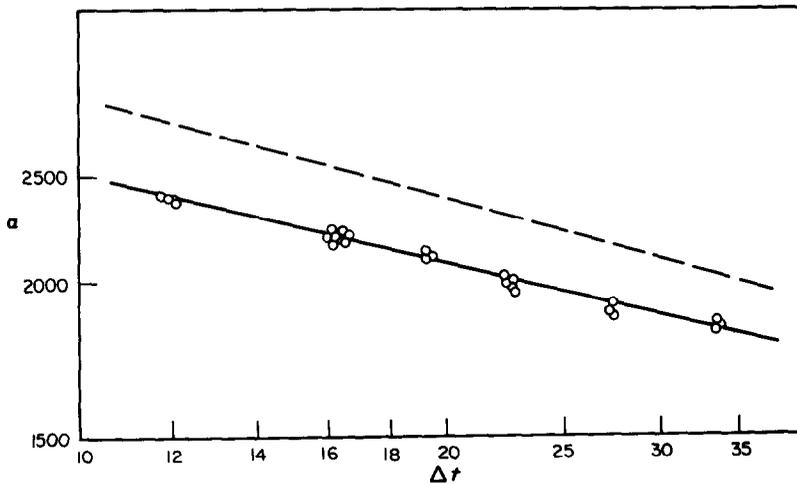


ABB. 3. Vergleich der bei Kondensation von gesättigten Methanoldämpfen gemessenen Wärmeübergangszahlen mit der Nusselt'schen Beziehung. (Rohrdurchmesser $\phi = 10$ mm.)
 ----- Verlauf der Nusselt'schen Beziehung
 ——— Verlauf der auf experimentelle Weise erhaltenen Werte.

Wir folgerten aus dem Ergebnissen, dass die Nusselt'sche Theorie in zufriedenstellender Weise die Kondensation von Sattdampf am wagrechten Rohr beschreibt, wenn man von der Anreicherung des Kondensates an der Rohrunterseite absieht. Diese Theorie wählten wir daher als Ausgangspunkt für die Auswertung der bei der Kondensation von Sattdampf verschiedener Substanzen an Kondensatorrohren verschiedenen Durchmessers erhaltenen Messresultate. Die Nusselt'sche Beziehung (1) kann in der Form

$$Nu = 1,202 \left(\frac{Ga}{Re} \right)^{1/4} \quad (4)$$

angeschrieben werden. Die benötigten dimensionslose Kennzahlen wurden unter Einsatz von Materialgrößen, die für einen Mittelwert aus Sattdampf- und Wandtemperatur ausgewertet wurden, berechnet. Die Reynolds'sche Kennzahl wurde ohne Berücksichtigung der Kondensatunterkühlung angesetzt. In Abb. 4 sind Messresultate, die in einer Auswahl von Versuchssystemen erhalten werden waren, im logarithmischen Mass-Stabe gemäss Glchg. (4)

widergegeben. Die den Messungen entsprechenden Punkte fallen tatsächlich auf eine Gerade, deren Richtungstangente vom Werte des in Glchg. (4) auftretenden Exponenten nicht merklich abweicht.

Im Falle der Kondensation überhitzter Dämpfe diene ebenfalls Glchg. (3) als Unterlage für die Auswertung der Wärmeübergangskoeffizienten, wobei die Definition der treibenden Kraft gemäss Kirschbaum zu Grunde gelegt wurde. Aus Abb. 5 ist zu entnehmen, dass bei gegebener Differenz zwischen Sattdampf- und Wandtemperatur der Wärmeübergangskoeffizient mit dem Überhitzungsgrade des Dampfes ansteigt.

Laut Glchg. (1) und (2) soll für ein jedes einzelne System und einen jeden Rohrdurchmesser gleichgültig ob der Dampf in gesättigten Zustand oder überhitzt zur Kondensation gelangt eine einzige Beziehung zwischen der Nusselt'schen Kennzahl und dem Kondensationskriterium laut

$$K = \frac{h_d - h_{i,g}}{c_l(t_g - t_w)} \quad (5)$$

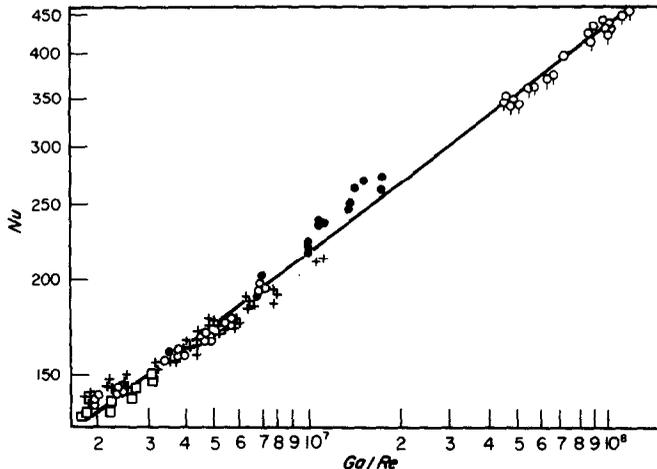


ABB. 4. Verlauf der experimentell erhaltenen Abhängigkeit $Nu = Nu(Ga/Re)$ bei Kondensation von gesättigten Benzen-, Äthanol- und Methanoldämpfen.

○ Benzen am Rohr $\phi = 10$ mm, □ Äthanol am Rohr $\phi = 10$ mm,
● Äthanol am Rohr $\phi = 17$ mm, + Methanol am Rohr $\phi = 10$ mm,
○ Methanol am Rohr $\phi = 25$ mm.

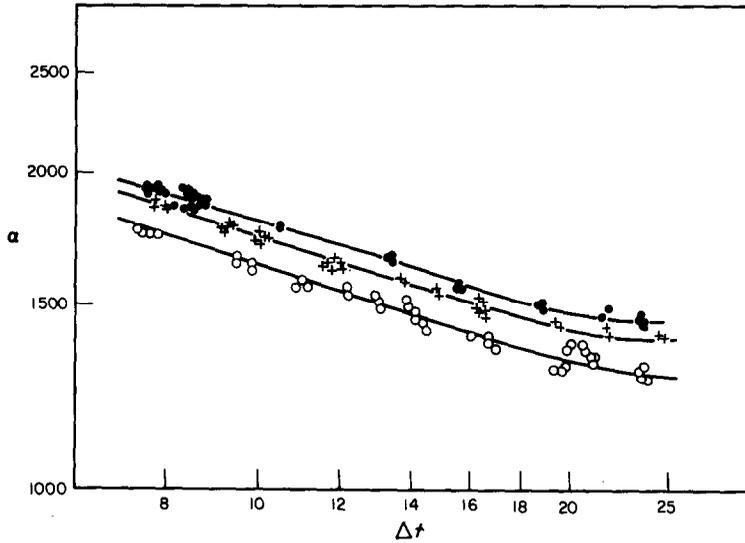


ABB. 5. Vergleich der bei Kondensation von verschiedentlich überhitzten Dämpfen von Benzen erhaltenen Wärmeübergangszahlen. (Rohrdurchmesser $\phi = 25$ mm.)
 ○ Sattdampf, + Überhitzung um 35°C, ● Überhitzung um 70°C.

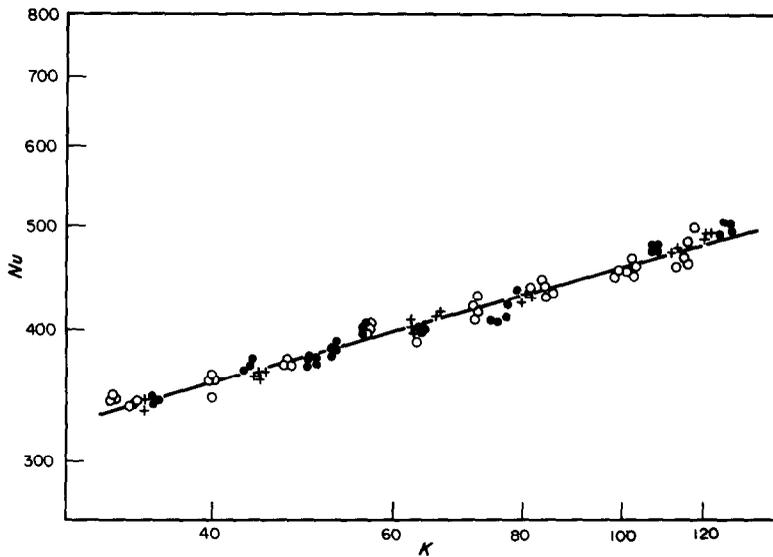


ABB. 6. Experimentell ermittelte Abhängigkeit der Nusselt'schen Kennzahl vom

$$K = \frac{h_v - h_{i,g}}{c_l(t_g - t_w)}$$

für die Kondensation verschiedentlich überhitzter Methanoldämpfe.
 (Rohrdurchmesser $\phi = 10$ mm.)

○ Sattdampf, + Überhitzung um 35°C, ● Überhitzung um 70°C.

existieren. Diese Beziehung ist im logarithmischer Vorstellung linear. Abb. 6 bestätigt diesen Sachverhalt. (Das Kondensationskriterium wurde jeweils aus der Dampfenthalpie am Kondensatoreintritt berechnet.)

Es kann somit gefolgert werden, dass die von Nusselt angenommenen Voraussetzungen bei Kondensation sowohl gesättigter als auch überhitzter Dämpfe zutreffend sind. Die Reynolds'sche Kennzahl für die Kondensatströmung betrug bei unseren Versuchen 4,0 bis 38,5, d.h. die Strömung war laminar. Auch der Widerstand den der Wärmetransport in der Dampfphase zu überwinden hatte, war so gering, dass die vorausgesetzte Änderung des Akkomodierungskoeffizienten beim Übergang vom Sattdampf zum überhitzten Dampf den Wärmaübergangskoeffizienten höchstens in den Grenzen der Versuchsfehler beeinflusste. Glchg. (4) stellt also eine geeignete Beschreibung der Kon-

densation am wagrechten Rohr vor; man braucht nur den hier auftretenden theoretischen Zahlenkoeffizienten durch einen empirisch gewonnenen zu ersetzen.

Bei der Kondensation von gesättigten oder überhitzten Dampfes berechneten wir den Massendurchfluss des Kondensates für die Auswertung der Reynolds'schen Kennzahl aus dem durch Messung ermittelten Wärmefluss auf Grund der Beziehung

$$Re = \frac{2\dot{Q}}{(h_u - h_{i,g})l\mu} \quad (6)$$

Für den h_u -Wert wurde die Enthalpie des eintretenden Dampfes eingesetzt, dh. es wurde angenommen, dass die gesamte, an das Kühlwasser abgegebene Wärme durch Kondensation des Dampfes freigesetzt wurde. Die Gültigkeit dieser Annahme wurde durch Kontrollversuch überprüft.

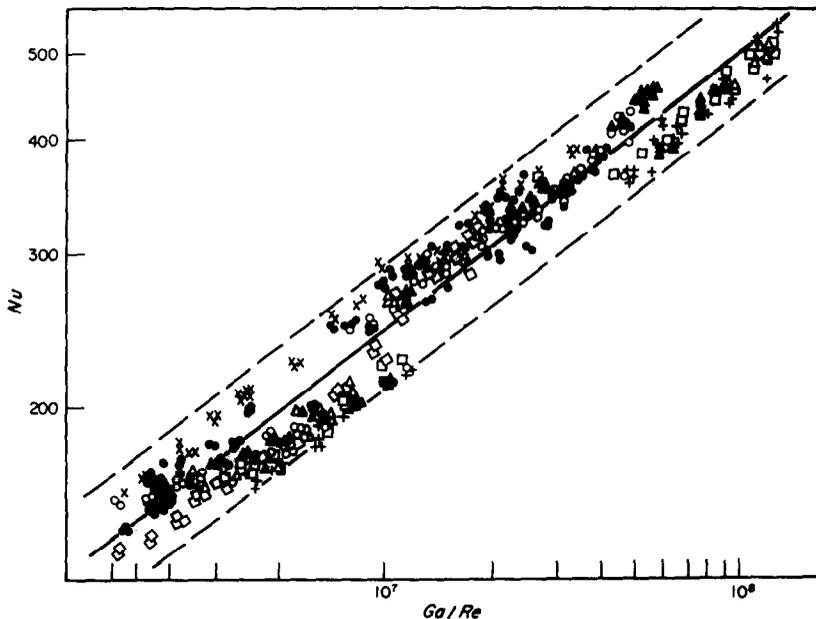


ABB. 7. Experimentell erhaltene Abhängigkeit $Nu = Nu(Ga/Re)$ für die Kondensation von Benzol-, Äthanol- und Methanoldämpfen. (Rohrdurchmesser $\phi = 10, 17, (20), 25$ mm.)

Benzol: ● Sattdampf, ○ Überhitzung um 35°C, △ Überhitzung um 70°C.
 Äthanol: × Sattdampf, ⊙ Überhitzung um 35°C, ◇ Überhitzung um 70°C.
 Methanol: □ Sattdampf, ▲ Überhitzung um 35°C, + Überhitzung um 70°C.

Durch Korrelation der gesamten Versuchsergebnisse wurde eine kriteriale Beziehung für den Wärmeübergangskoeffizienten bei Kondensation gesättigten oder überhitzten Dampfes der geprüften Substanzen in der Form

$$Nu = 1,82 \left(\frac{Ga}{Re} \right)^{0,300} \quad (7)$$

gewonnen. Diese Gleichung zusammen mit den Messwerten ist in Abb. 7 festgehalten. Die tatsächlich erhaltenen Werte weichen von den nach dieser Gleichung berechneten maximal um ± 17 Prozent ab.

LITERATURVERZEICHNIS

1. L. A. BROMLEY, R. S. BRODKEY und N. FISHER, Heat transfer in condensation. Effect of temperature variation around a horizontal condenser tube. *Ind. Engng Chem.* **44**, 1962–66 (1952).
2. E. GNAM, Tropfenkondensation von Wasserdampf, *Forschft. Ver. Dt. Ing.* 382 (1937).
3. R. GREGORIG, *Wärmeaustauscher*, H. R. Sauerländer, Aaran und Frankfurt am Main (1959).
4. M. JAKOB und S. ERK, Neue Ergebnisse der wärmetechnischen Forschung in VDI. Wärmeübergang von strömendem Satt- und Heissdampf an Rohren, *Arch. Wärmewirtsch.* **8**, 66 (1927).
5. M. JAKOB, S. ERK und H. ECK, Der Wärmeübergang in einem waagrechten Rohr beim Kondensieren von Satt- und Heissdampf, *Z. Ver. Dt. Ing.* **73**, 1517–20 (1929).
6. JU CHIN CHU, R. K. FLITCRAFT und M. R. HOLEMAN, Film coefficient of condensing vapor, *Ind. Engng Chem.* **41**, 1789–94 (1949).
7. E. KIRSCHBAUM, Heizwirkung von kondensierendem Heiss- und Sattdampf, *Arch. Wärmewirtsch.* **12**, 265–66 (1931).
8. E. KIRSCHBAUM, Einfluss der Saffhöhe bei Verdampfen und Einfluss der Dampfüberhitzung bei Wärmeaustauschen, *Zentr.-Bl. Zuck.-Ind.* **40**, 799–80 (1932).
9. W. NUSSELT, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, *Z. Ver. Dt. Ing.* **60**, 541–46, 569–75 (1916).
10. W. NUSSELT, Der Wärmeübergang zwischen Arbeitsmedium und Zylinderwand in Kolbenmaschinen, *Forsch. Arb. IngWes.* H **300**, 15–32 (1928).
11. D. F. OTHMER und S. BERMAN, Condensation of vapors. Film coefficient for alcohols, ethers and ketenes, *Ind. Engng Chem.* **35**, 1068–77 (1943).
12. D. F. OTHMER, R. E. WHITE, Condensation of vapors—apparatus and film coefficients for lower alcohols, *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs* **37**, 135–56 (1941).
13. R. E. PECK und W. A. REDDIE, Heat transfer coefficients for vapors condensing on horizontal tubes, *Ind. Engng Chem.* **43**, 2926–31 (1951).
14. B. S. PRESSBURG and J. B. TODD, Heat-transfer coefficients for condensing organic vapors of pure components and binary mixtures, *A.I.Ch.E. Jl.* **3**, 348–52 (1957).
15. G. SELIN, Condensation of organic vapors on horizontal, vertical and inclined surfaces, Int. Development in Heat Transf. Conf., Colorado USA, 1961.
16. K. O. VOSKRESENSKI, Auswertung der Wärmeübergabe bei Filmkondensation mit Rücksicht auf die Temperaturabhängigkeit der physikalischen Eigenschaften. *Izvest. Akad. Nauk SSSR*, OTN No. 7, 1023–28 (1948).
17. G. WINCKELSESSER, Die Wärmeübergabe von strömendem Heiss- und Sattdampf, *Dechema Monograph. Bd.* **20**, No 244 (1952).

Abstract—Heat-transfer coefficients are obtained for condensation of saturated and superheated benzene ethanol and methanol vapours at a horizontal tube. For saturated vapours heat-transfer coefficients are found to be lower than those predicted by Nusselt's formula. Superheat may be attributed to the increase of heat-transfer coefficient based on the difference between saturated vapour and the wall temperature. Modification of Nusselt's equation by empirical coefficients allowed the authors to obtain a general expression for condensation heat-transfer coefficients of both saturated and superheated vapours under appropriate conditions.

Résumé—Les coefficients de transport de chaleur sont obtenus pour la condensation de vapeurs saturées et surchauffées d'essence, d'éthanol et de méthanol sur un tube horizontal. Pour les vapeurs saturées, on trouve que les coefficients de transport de chaleur sont plus faibles que ceux prédits par la formule de Nusselt. La surchauffe est liée à une augmentation du coefficient de transport de chaleur basé sur la différence entre la température de la vapeur saturée et celle de la paroi. Une modification de l'équation de Nusselt par des coefficients empiriques a permis aux auteurs d'obtenir une expression générale pour les coefficients de transport de chaleur par condensation des vapeurs saturées et surchauffées sous des conditions appropriées.

Аннотация—Определялись коэффициенты теплообмена при конденсации насыщенных и перегретых паров бензина, этанола и метанола на стенках горизонтальной трубы. Для насыщенных паров были получены во всех случаях более низкие значения коэффициентов, чем те, которые получаются по формуле Нуссельта. Перегрев пара связан с повышением коэффициента теплообмена, отнесенного к разности между температурами

насыщенного пара и стенки. Путем модификации уравнения Нуссельта с помощью эмпирических коэффициентов удалось найти общее выражение коэффициента теплообмена при конденсации как насыщенных, так и перегретных паров для соответствующих условий.