

# Neuartige Plattenwärmeübertrager

## Teil C: Literaturanalyse zur Verdampfung und Kondensation in Plattenapparaten

Josef Schmadl, Carsten Briesenick, Jens-Uwe Gerking, Maik Haß, Ingrid Schult, Joachim Schult

Ändert sich in einem Plattenwärmeübertrager der Aggregatzustand, sind die ablaufenden Prozesse des Wärmeüberganges komplexer als beim einphasigen Wärmeübergang. Im VDI-Wärmeatlas sind deshalb noch keine Berechnungsgleichungen für diese Arten der Wärmeübertragung in Plattenwärmeübertragern enthalten [1]. Es wird lediglich festgestellt, dass Hersteller von Plattenapparaten ihre diesbezüglichen Kenntnisse unpubliziert zurückhalten. Um die Tauglichkeit der in diesem Forschungsvorhaben zu untersuchenden Plattenapparate als Verdampfer und Kondensatoren festzustellen, sind deshalb experimentelle Untersuchungen notwendig. Das vorliegende Ergebnis einer Literaturrecherche soll dazu dienen, Erkenntnisse im Hinblick auf Gestaltung einer Versuchsanlage und Auswertung damit zu ermittelnder Messdaten zu gewinnen. Schwerpunkt der folgenden Analyse sind deshalb vor allem Messtechnik und Versuchsergebnisse aber auch Korrelationsmöglichkeiten der Messergebnisse im Hinblick auf die Gewinnung von Auslegungsgrundlagen. Konventionelle Berechnungsalgorithmen zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  bei der Verdampfung beinhalten u.a. die folgenden wesentlichen Einflussgrößen: Verdampfungstemperatur  $T_v$ , Dichte für Flüssigkeit und Dampf  $\rho'$  bzw.  $\rho''$ , Viskositäten  $\nu'$  bzw.  $\nu''$ , spezifische Wärmekapazitäten  $c_p'$  bzw.  $c_p''$ , Wärmeleitfähigkeit  $\lambda'$ , Oberflächenspannung  $\sigma$ , Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_v$ , Wärmestromdichte  $\dot{q}$ , Dampfgehalt und Plattengeometrie, z. B. Prägungswinkel  $\phi$ . Ausgangsgleichung ist dabei der prinzipielle Ähnlichkeitstheoretische Zusammenhang zwischen Nusselt-Zahl und weiteren dimensionslosen Kennzahlen

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = f(Gr, Re, Ja, Pr, Bo, \dots) \quad (1)$$

mit den bekannten dimensionslosen Kennzahlen Gr = Grashof-Zahl, Re = Re-Zahl, Ja = Jakob-Zahl, Pr = Prandtl-Zahl, und Bo = Bond-Zahl.

Im Folgenden werden Arbeiten zu Verdampfung und Kondensation soweit möglich getrennt betrachtet.

### 1. Arbeiten zum Verdampfen in Plattenwärmeübertragern

**1. Engelhorn, H.R. und A.M. Reinhard (1990):** Investigation on Heat Transfer in a Plate Evaporator (Untersuchung des Wärmeübergangs in einem Plattenverdampfer) [2]

Die Autoren präsentieren Ergebnisse ihrer experimentellen Untersuchungen an zwei Plattenwärmeübertragern, die in einem Kompressionskältekreislauf als Verdampfer und Kondensator eingebaut sind. Bei den Experimenten

wird als Arbeitsstoff im Kältekreislauf Kältemittel R22 verwendet. Als Verdampfer und Kondensator kamen gedichtete Plattenwärmeübertrager mit einer Fischgrätenprägung zum Einsatz. Diskutiert werden allerdings nur die Verdampferergebnisse.

Es wurden drei Messreihen bei unterschiedlichen Verdampferemperaturen von  $-5^\circ\text{C}$  bis  $+10^\circ\text{C}$  aufgenommen. Die erzielbaren Wärmestromdichten waren – anlagebedingt – für alle drei Messreihen 8 bis  $14 \text{ kW/m}^2$ . Bei der Messreihe Nr. 1 mit überhitztem Dampf am Verdampferaustritt wurden wesentlich geringere Wärmeübergangskoeffizienten als für Messreihe 2, mit Satttdampf am Austritt, erzielt. Sie betragen z.B. bei  $q=10000 \text{ W/m}^2$  je nach Verdampferemperatur und -druck:  $k=900$  bis  $1000 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  und  $\alpha=1000$  bis  $1200 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  für Messreihe 1 im Vergleich zu  $k=1250$  bis  $1500 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$  und  $\alpha=1500$  bis  $1750 \text{ W/(m}^2\text{K)}$  für Messreihe 2. Eine wesentliche Verbesserung ergab sich bei Messreihe 3 durch Verwendung von speziellen Verteilern, die das Kältemittel gleichmäßig zwischen den Spalten des Plattenwärmeübertragers verteilten. Dadurch ließen sich die  $\alpha$ -Werte um ca. 50 % erhöhen. Eine Erhöhung der Wärmestromdichte führte zu einem erhöhten  $\alpha$ -Wert was auf Blasensieden hinweist. Dabei war die Abhängigkeit von der Wärmestromdichte aber eher linear ( $\pm 5\%$ ) und nicht exponentiell, wie dies vom Behältersieden her bekannt ist. Abschließend wurden die experimentell ermittelten  $\alpha$ -Werte mit berechneten Werten für das geflutete Rohrbündel nach VDI WA [1] und Handbuch der Kältetechnik [3] verglichen und gute Übereinstimmung festgestellt. Vergleiche zu Literaturangaben für Plattenwärmeübertrager wurden mittels der Gleichung von Danilowa et al. [4] vorgenommen. Die experimentellen Werte erreichten dabei ca. 50-80 % der Rechenwerte.

Zwar lassen sich die Erkenntnisse aus dieser Arbeit wegen des unterschiedlichen Versuchsstoffes nicht ohne weiteres mit den eigenen Ergebnissen vergleichen, jedoch zeigt diese Arbeit, dass dem Einlauf in den Verdampfer bzw. der Verteilung des Versuchsstoffes am Verdampferreintritt besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden sollte.

**2. R. Osterberger; B. Slipcevic(1990):** Wärmeübergang beim Blasensieden in Plattenverdampfern [4]

Die Autoren geben einen summarischen Einblick in den verwendeten Versuchstand. Dazu gehört die Angabe der verwendeten Plattenwärmeübertrager sowie der verwendeten Messinstrumente. Für die Temperaturmessung wurden Temperaturmessfühler Typ Pt100 eingesetzt, für die Durchflussmessung kam ein MID-Durchflussmesser zum Einsatz.

Die Versuche wurden mit dem Kältemittel R22 im Temperaturbereich von  $-2,5$  bis  $5^\circ\text{C}$ , bei Wärmestromdichten von  $3370$  bis  $9150 \text{ W/m}^2$  und Massenstromdichten im Bereich von  $14$  bis  $38,5 \text{ kg/m}^2\text{s}$  durchgeführt. Es wird betont, dass mittels Verteiler im Verdampfer bessere Leistungen erzielt werden als ohne Verteiler. Außerdem machen die Autoren einige Angaben zur Versuchsdurchführung: Als erstes wurde die Kälteleistung des R22 konstant gehalten, um den  $\alpha$ -Wert auf der Kältemittelseite im Verdampfer konstant zu halten. Dazu wurde dann der Volumenstrom des Heizwassers im Verdampfer verändert um den wasserseitigen  $\alpha$ -Wert zu bestimmen. Danach wurden die Bedingungen auf der Wasserseite konstant gehalten und die Kälteleistung verändert, um so die  $\alpha$ -Werte auf der Kältemittelseite zu ermitteln. Diese Angaben können hilfreich bei der Erstellung eines eigenen Messprogramms sein.

Ebenfalls kann die Art der Auswertung hilfreich sein für die eigenen Versuche. Die Autoren vergleichen die ermittelten Werte mit Angaben aus der Literatur. Als erstes verweisen sie auf Danilowa G.N et. al.: Der Wärmeübergang in Platten verschiedener Geometrie (russ.) Kholodilnaja Technika 58 (1981). Darin sind zwei Gleichungen für das Sieden von Kältemitteln zwischen Platten enthalten. Grundlage dafür sind Messungen mit verschiedenen Kältemitteln an ebenen und profilierten Platten verschiedener Abmessungen und Formen. Dabei gilt für das konvektive Sieden:

$$\text{Nu}_K = 3 \text{Re}_D^{0,3} \cdot \text{Bo}^{0,33} \quad (2)$$

und für das Blasensieden:

$$\text{Nu}_B = 4,2 \cdot \text{Re}_D^{0,3} \cdot \text{Bo}^{0,32} \cdot \text{Re}_S^{0,2} \quad (3)$$

mit:

$$\text{Re}_D = \frac{w_D \cdot d_h}{\nu_D} \quad \text{Reynolds-Zahl der Dampfströmung} \quad (3a)$$

$$\text{Re}_S = \frac{\dot{q} \cdot d_h}{\Delta h_v \cdot \eta_L} \quad \text{Reynolds-Zahl des Verdampfungsvorgangs} \quad (3b)$$

$$\text{Bo} = \frac{g \cdot \rho_L \cdot d_h^2}{\sigma} \quad \text{Bond-Zahl} \quad (3c)$$

Als  $d_h$  wird dabei 2 mal der Plattenabstand eingesetzt.

Als zweite Literaturgrundlage werden die Berechnungen von Steiner ([1], Wärmeübergang beim Sieden gesättigter Flüssigkeiten) verwendet. Dabei gilt:

$$\frac{\alpha_B}{\alpha_0} = C_F \cdot \left( \frac{\dot{q}}{\dot{q}_0} \right)^{n(p^*)} \cdot F(p^*) \cdot \left( \frac{d_0}{d_h} \right)^{0,4} \cdot \left( \frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0,133} \quad (4)$$

Mit den in [1] angegebenen Zusatzgleichungen für die einzelnen Terme der Gleichung.

Bei der Auswertung kam man zu dem Ergebnis das die experimentellen Werte von den berechneten abweichen. Dabei wurden bei beiden Gleichungen dieselben Abweichungen zu den experimentellen Werten festgestellt. Beide Gleichungen erreichten eine Genauigkeit von  $-15\%$  bis  $10\%$ . Die Autoren beurteilten die Gleichungen nach Steiner als passender, da dafür tabellierte Werte für fast alle Kältemittel vorhanden sind und nicht so viele Stoffwerte

benötigt werden. Allerdings muss berücksichtigt werden, dass für die empirische Gleichung (4) Mess-werte mit dem verwendeten Versuchsstoff vorhanden sein müssen, für Gleichung (3) nicht .

### 3. Yan Y.Y ; T.F. Lin (1999): Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R134a in a Plate Heat Exchanger [5]

Die Autoren geben genaue Angaben und ein Fließbild ihres Versuchsaufbaus. In diesen Versuchsaufbau wurden 2 verschiedene Plattenwärmeübertrager verwendet. Dabei handelte es sich in einem Fall um ein Plexiglasmodell um die Strömungsverhältnisse in „klaten“ Versuchen zu studieren. Der in Abb. 1 dargestellte Versuchstand für „heiße“ Versuche bestand im wesentlichen aus einem geschlossenen Kreislauf mit Pumpe, Vorverdampfer, Verdampfer, Kondensator und Nachkühler. Bei den Versuchen handelte es sich offensichtlich um Strömungssieden. Dabei konnte der Dampfgehalt des Speisestromes im Vorverdampfer vorgegeben werden. Im Nachkühler konnte eine definierte Unterkühlung eingestellt werden. Interessant für unseren Versuchsaufbau ist die Angabe der Autoren, dass der Systemdruck und somit die Siedetemperatur mittels Änderung der Kondensatorleistung sowie Änderung des Massenstroms des Kühlmediums geregelt wurde. Das lässt Rückschlüsse zu auf die Möglichkeiten der Regelung in einem eigenem Versuchsaufbau.

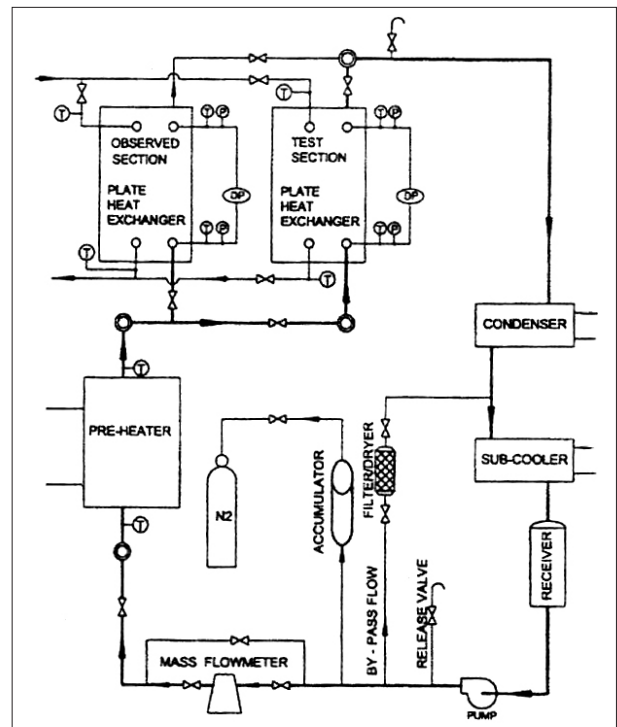


Abb. 1: Versuchsaufbau aus [5] nach Yan Y.Y und T.F. Lin

Als Ergebnis der Messungen wurde u. a. deutlich, dass der  $\alpha$ -Wert mit zunehmendem Dampfgehalt  $X$  ansteigt. So zeigte sich, dass bei Messungen unter einem Systemdruck von  $6,75 \text{ bar}$ , einer Wärmestromdichte von  $11 \text{ kW/m}^2$  und Massenstromdichten von  $70$  bzw.  $55 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ , dass der  $\alpha$ -Wert von ca.  $2$  auf  $4 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$  mit zunehmendem Dampfgehalt ansteigt bis zu einem Dampfgehalt  $X=0,45$ . Für  $X > 0,45$  ist dieser Anstieg beschleunigt. So wird, beispielsweise, bei

$X = 0,80$  und  $70 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  ein  $\alpha$ -Wert von ca.  $8 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$  erreicht, bei  $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  hingegen ca.  $6 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ . Bei weiteren Versuchen unter höherem Druck, z. B.  $8,0 \text{ bar}$ , und sonst gleichen Bedingungen zeigt sich ein ähnlicher Sachverhalt, wobei allerdings größere Schwankungen der Messwerte zu beobachten sind, die Messwerte bei diesem Druck niedriger als bei  $6,75 \text{ bar}$  liegen und dichter beieinander liegen, so dass die beim niedrigeren Druck beobachteten Abhängigkeiten nicht so deutlich zutage treten.

Als Erklärung geben die Autoren an, dass mit zunehmenden Dampfgehalt eher eine schnelle Dampfströmung mit Wassertropfen-Holdup entsteht. Dabei treffen die Tropfen ständig an die Wand und erzeugen eine flüssige Grenzschicht auf der Oberfläche, aus der durch den Dampfstrom ständig neue Tropfen mitgerissen werden. Somit kommt es zu einem verbesserten Wärmeübergang. Durch Änderung der Versuchsbedingungen konnte festgestellt werden, dass der  $\alpha$ -Wert mit steigendem Kühlmittel-Massenstrom im Kondensator ebenfalls steigt. Dieser Effekt zeigte sich erst bei Dampfgehalten  $X > 0,45$ . Durch die Phasenänderung beim Verdampfen und der damit verbundenen Volumenzunahme ist die Dampfgeschwindigkeit bei höheren Massenströmen größer und bewirkt somit eine Verbesserung des Wärmeübergangs. Den Einfluss des Systemdrucks begründeten die Autoren analog mit dem Unterschied im spezifischen Volumen und der daraus folgenden Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit in der Dampfströmung. Diese Verbesserung des konvektiven Anteils der Wärmeübertragung scheint die zu erwartende, leichte Verschlechterung des Siedeanteils mit fallendem Druck überzukompensieren. Eine Abhängigkeit von der Wärmestromdichte wurde nicht festgestellt. Ihre Messergebnisse modellieren die Autoren mit folgenden Beziehungen:

$$Nu = 1,926 \cdot Pr_l^{1/3} \cdot Bo_{eq}^{0,3} \cdot Re^{0,5} \cdot \left[ (1 - X_m) + X_m \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right] \quad (5)$$

für  $2000 < Re_{eq} < 10000$ , mit

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} \cdot d_h}{\eta} \quad (5a)$$

$$G_{eq} = G \cdot \left[ (1 - X_m) + X_m \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0,5} \right] \quad (5b)$$

- Re Reynolds Zahl
- Pr Prandl Zahl
- Bo Bond Zahl
- G Massenstromdichte [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ]  $G_{eq}$  equivalent  
alles in flüssiger Phase
- $X_m$  mittlerer Dampfgehalt

Die ermittelten Gleichungen beruhen auf Versuchen mit traditionellen Plattenwärmeübertragern und sind deshalb nicht ohne weiteres auf den eigenen Versuchsstand mit runden Platten ganz anderer Geometrie zu übertragen, aber sie bieten eine weitere Möglichkeit die eigenen Messwerte orientierend zu vergleichen.

Ähnliche Abhängigkeiten wie für den Wärmeübergangskoeffizienten ergeben sich für den Druckverlust: So z. B. lagen die Druckverluste bei  $p = 6,75 \text{ bar}$  zwischen  $100$  und  $254 \text{ hPa}$ , wobei die Werte mit steigender Massen-

stromdichte naturgemäß zunahm. So ergab sich bei einer Dampfqualität von  $X = 0,8$  bei  $70 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  ein Druckverlust von  $254 \text{ hPa}$ , bei  $55 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$  hingegen ein Druckverlust von  $200 \text{ hPa}$ . Beim höheren Systemdruck  $p = 8 \text{ bar}$  war kaum ein Unterschied im Druckverlust für die beiden Messreihen unterschiedlicher Massenstromdichte erkennbar. Eine Gleichung für den Druckverlust ist nicht angegeben.

Für die eigene Messtechnik sollte nicht außer Acht gelassen werden, dass ein Nachkühler und ein Vorverdampfer, wie sie hier verwendet werden, zusätzliche Möglichkeiten eröffnen, reale Betriebszustände nachzustellen. Außerdem lassen sich, die Vorgänge im Verdampfer anhand der untersuchten Abhängigkeiten (Siededruck, Wärmestromdichte, Druckverlust) näher erklären. Die Werte können Aufschluss darüber geben, was mit zunehmenden Dampfgehalt im Verdampfer geschieht. Sie zeigen, dass Wärmeübergang und Druckverlust bei strömendem Dampf erheblich von der Dampfqualität (Feuchteanteil, Überhitzungsgrad) abhängen.

#### 4. Andre, M.; Kabelac, S.; de Vries, B. (2003): Wärmeübergang bei der Verdampfung von Ammoniak in einem Plattenwärmeübertrager [6]

Die Autoren geben einen Überblick über den verwendeten Versuchsstand. Dabei wurden semi-verschweißte Plattenwärmeübertrager verwendet. An den zugänglichen Seiten wurden Thermoelemente angebracht um lokale  $\alpha$ -Werte zu ermitteln.

Die verwendete Versuchsanlage ist in Abb. 2 dargestellt. Es handelt sich um einen klassischen Kompressionskältekreislauf, wobei die untersuchten Plattenapparate als Verdampfer und Kondensator eingesetzt sind. Das besondere an der Anlage ist, dass Heizung des Verdampfers und Kühlung des Kondensators über einen gemeinsamen Sole-Kreislauf mit Zusatzkühler kondensatorseitig kurzgeschlossen sind, was die Versuchsanlage elegant vereinfacht.

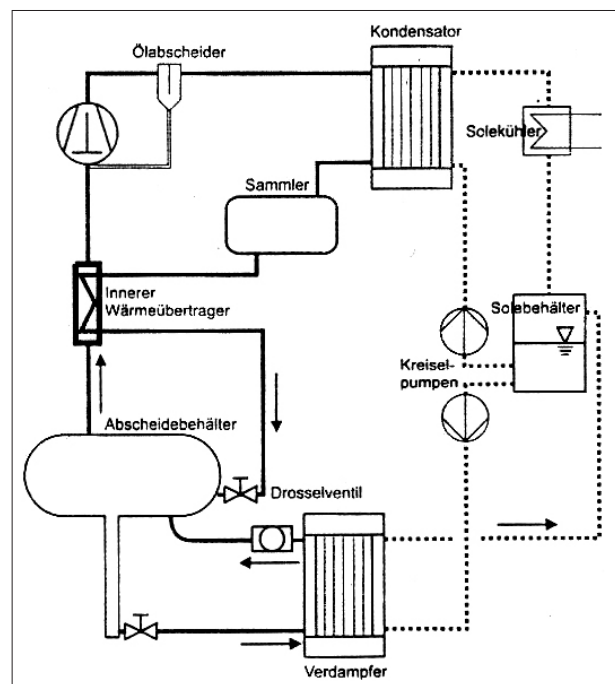


Abb. 2: Verfahrensfließbild aus [6] nach Andre, M., Kabelac, S. und de Vries, B

Die experimentell ermittelten Werte ergaben eine relativ scharfe Abgrenzung zwischen konvektiven Sieden und Blasensieden. Dabei wird deutlich, dass beim konvektivem Sieden, das bei Dampfgehalten unter 0,2 angenommen wird, eine Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Massenstromdichte besteht. Diese wurde zwischen 10 und 20 kg/(m<sup>2</sup>s) variiert. Erhöht sich die Massenstromdichte so erhöht sich auch der  $\alpha$ -Wert im untersuchten Bereich von 2 bis 8 kW/(m<sup>2</sup>K). Beispielsweise wird bei einem Dampfmassegehalt von  $X = 0,18$  für  $\dot{m} = 10-12$  kg/(m<sup>2</sup>K) ein  $\alpha$ -Wert von 5,6 kW/(m<sup>2</sup>K), für  $\dot{m} = 14-16$  kg/(m<sup>2</sup>K) ein  $\alpha$ -Wert von 6,8 kW/(m<sup>2</sup>K) und für  $\dot{m} = 18-20$  kg/(m<sup>2</sup>K) ein  $\alpha$ -Wert von 7,5 kW/(m<sup>2</sup>K) angegeben. Die Wärmestromdichte hat dabei keinen Einfluss auf den  $\alpha$ -Wert. Anders beim Blasensieden, das sich bei höheren Dampfmassgehalten einstellt. Dort hat der Massenstrom kaum Einfluss auf den  $\alpha$ -Wert, eher besteht eine Abhängigkeit von der Wärmestromdichte. Das Blasensieden ergibt bei ähnlichen Bedingungen, wie das konvektive Sieden, einen eher schlechteren Wärmeübergang. Eine Verschlechterung des Wärmeübergangs bei konvektivem Sieden entsteht erst bei hohen Dampfgehalten ( $> 0,7$ ) und geringen Masseströmen. Dabei kommt es im Verdampfer lokal zu vollständiger Verdampfung, so dass sich eine Dampfschicht im oberen Verdampferbereich bildet.

Typische Messergebnisse sind in Abb. 3 dargestellt. Man beobachtet  $\alpha$ -Werte von ca. 7,7 bis 10,5 kW/(m<sup>2</sup>K) für den Bereich des konvektiven Siedens und 5 bis 8 kW/(m<sup>2</sup>K) für den Bereich des Blasensiedens.

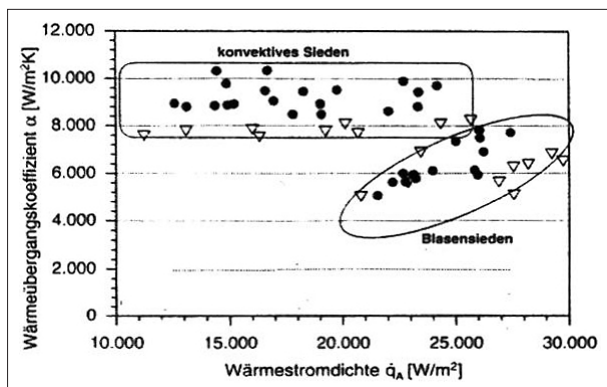


Abb. 3: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte bei konvektivem Sieden und Blasensieden. Ergebnisse der Messungen aus [6] nach Andre, M., Kabelac, S. und de Vries, B.

Interessant hierbei ist der Vergleich der Messwerte mit den Gleichungen von Danilowa und Steiner, entsprechend Gleichungen (3) und (4). Dabei wurden Abweichungen zu Steiner von 100 % festgestellt, die über den gesamten Messbereich annähernd konstant blieben. Die errechneten Werte waren immer größer, bei ansonsten systematisch analoger Abhängigkeit. Die nach Danilowa berechneten Werte  $\alpha$ -Werte lagen stimmten hingegen mit den experimentellen Werten gut überein. Erst ab einen Dampfgehalt  $X > 0,45$  gab es Abweichungen bis ca. 20 %. Dabei lagen die experimentellen Werte über den errechneten.

Für unseren Versuchstand können Anregungen aus der Beschreibung des Versuchsaufbaus gewonnen werden. Ebenfalls wird deutlich das ein Vergleich der Messwerte mit Danilowa sich anbietet, da Übereinstimmungen in bestimmten Bereichen vermutet werden können. Auch

bietet das eine Möglichkeit die Werte mit den Angaben in [5] zu vergleichen, da dort Rechenwerte mit derselben Gleichung verwendet werden.

### 5. Kumar, H. (1993): Evaporation in Plate Heat Exchangers (Verdampfung in Plattenwärmeübertragern) [7]

In diesem Beitrag werden allgemeine Angaben über die Verwendung von Plattenwärmeübertragern als Verdampfer und Kondensatoren gegeben und Angaben zu Messungen und Ergebnisse von Messungen an Plattenwärmeübertragern als Verdampfer von Wasser in Kurzform gemacht. Die Platten hatten eine Fischgrätenstruktur, wobei der Dampf über eine spezielle Verdampferstruktur mit Umlenkblechen in Wellenlinienform über die Platte geleitet wurde. Sinn dieser speziellen Verdampferstruktur war, den Strömungswiderstand herabzusetzen. Es wurden Versuche mit Fallfilmverdampfung und aufsteigender Verdampfung gemacht, wobei das Wasser bei sehr geringen Drücken, und somit bei kleinen Siedetemperaturen, zwischen zwei verschiedenen Platten verdampfte. Im Ergebnis stellte sich heraus, dass bei Fallfilmverdampfung doppelt so große Wärmeübergangskoeffizienten als bei aufsteigender Verdampfung gemessen werden. Z. B. lagen die gemessenen  $\alpha$ -Werte bei einem Feedmassenstrom von 1000 lb/hr, einer Siedetemperatur von 120°F und einem entstehenden Dampfstrom von 250 lb/hr ( $X=0,25$ ) bei ca. 600 BTU/(ft<sup>2</sup>hr) für die Fallfilmverdampfung und für die aufsteigende Verdampfung bei sonst gleichen Bedingungen bei ca. 280 BTU/(ft<sup>2</sup>hr). Der Autor stellt dabei aber fest, dass dieser Effekt sich mit steigenden Drücken relativiert. Beim Vergleich der Plattengeometrien werden Angaben über den Druckverlust gemacht, die aber kaum vergleichbar mit Werten aus eigenen Versuchen sind, da die Strömungsführung in diesen Spezialplatten zu verschieden zu den in dieser Arbeit untersuchten Platten ist. Nutzbare Informationen, sind eher die Unterschiede im Wärmeübergang in Abhängigkeit von der Strömungsführung und -form, da sich durch Änderung der Strömungsrichtung Leistungssteigerungen von bis zu 100 % ergaben.

### 6. Hsieh, Y.Y; L.J. Chiang; T.F. Lin (2002): Subcooled flow boiling heat transfer of R-134a and the associated bubble characteristics in a vertical plate heat exchanger [8]

Die Autoren berichten über ihre Untersuchungen an einem Plattenwärmeübertrager in dem R-134a verdampft wird. Dazu wird der schon in Abb. 1 dargestellte Versuchsaufbau verwendet.

Das Kältemittel wird unterkühlt in den Verdampfer eingeleitet und verlässt den Apparat dampfförmig. Da diese Versuchweise mit der in dieser Arbeit geplanten Versuchsdurchführung vergleichbar ist, können auch die Ergebnisse ggfs. als Vergleichsgrundlagen verwendet werden.

Der Messbereich ist gekennzeichnet durch Masseströmdichten von 50 bis 200 kg/(m<sup>2</sup>s), Wärmestromdichten bis 35 kW/(m<sup>2</sup>) und Drücke von 6 und 7 bar, entsprechend Siedetemperaturen des Versuchsstoffes von 21,6 bzw. 26,7 °C. Die Autoren kamen zu dem Ergebnis, dass der  $\alpha$ -Wert von verschiedenen Einflussfaktoren abhängig ist. Sie untersuchten die Wärmestromdichte in Abhängigkeit von

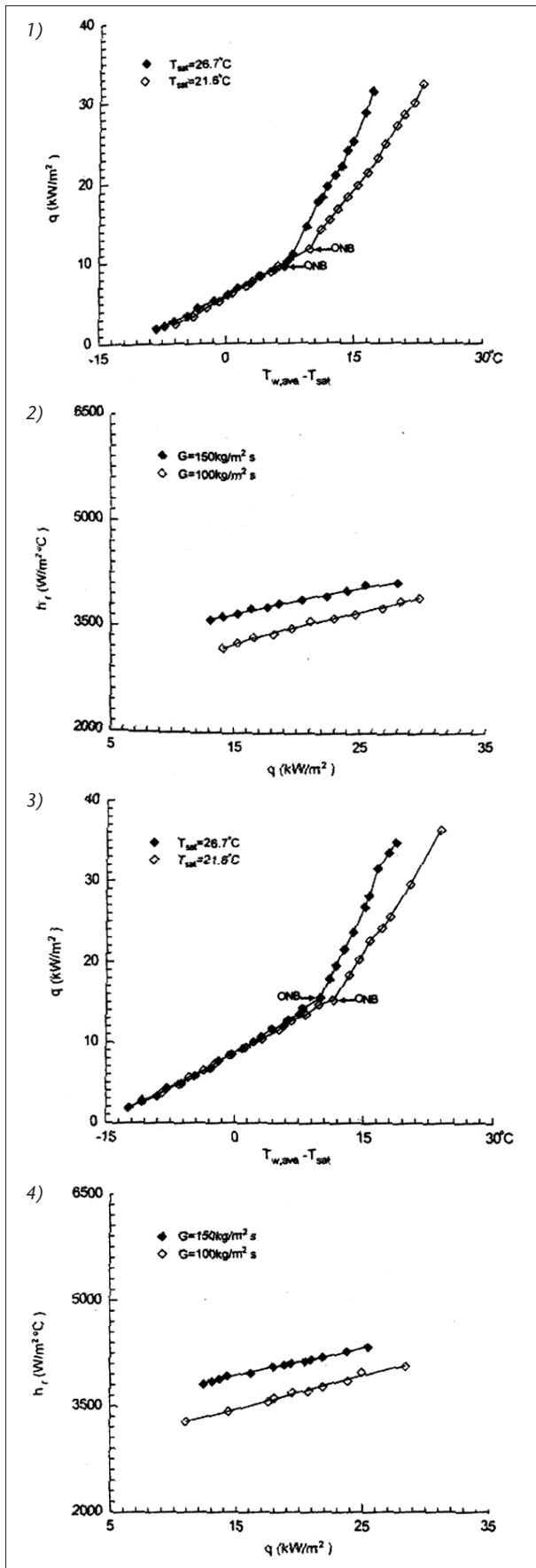


Abb. 4: Wärmestromdichte in Abhängigkeit von der Wandüberhitzung mit der Siedetemperatur/dem Siededruck als Parameter (1+3) und Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte mit der Massstromdichte als Parameter (2+4) bei definiert eingestellten Unterkühlungen  $\Delta T = 10 \text{ K}$  (1+2) und  $15 \text{ K}$  (3+4). Messergebnisse aus [7] nach Hsieh, Y.Y.; L.J. Chiang und T.F. Lin.

der Wandüberhitzung, wie in Abb. 4 dargestellt. Dabei lässt sich feststellen, dass die Steigerung der Wärmestromdichte sich ab einer bestimmten Wandüberhitzung, die dem mit ONB bezeichneten Einsetzen des Blasensiedens entspricht, erhöht. Es ist ein nahezu linearer Zuwachs zu verzeichnen, der mit einsetzendem Blasensieden stärker zunimmt. Erwartungsgemäß macht sich der Einfluss des Druckes bzw. der Siedetemperatur nur im Bereich des ausgebildeten Blasensiedens bemerkbar, während er im Bereich des stillen Siedens praktisch nicht bemerkbar ist.

Dabei ist ein interessanter Effekt aufgezeigt worden: Bei Veränderungen der Wandüberhitzung konnte festgestellt werden, dass beim Erhöhen der Wandüberhitzung das Blasensieden erst später einsetzte als es – umgekehrt – bei der Absenkung versiegte. Das Blasensieden setzte erst aus, als die Wandüberhitzung  $3 \text{ K}$  unter der Wandüberhitzung war, als es einsetzte. Dieser Hystereseeffekt ist bereits beim Behältersieden von Gorenflo gefunden und untersucht worden. Einen deutlichen Einfluss auf den Wärmeübergang hat auch die Massstromdichte. Ihre Erhöhung führt zu erheblichen Steigerungen des  $\alpha$ -Wertes und der Wärmestromdichte. So z. B. setzte das Blasensieden bei drei untersuchten Massstromdichten von  $50, 100$  und  $200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$  und gleichem Druck bei einer Wandüberhitzung von ca.  $10 \text{ K}$  ein. Dabei lagen die Wärmestromdichten entsprechend bei  $9, 16$  bzw.  $22 \text{ kW/m}^2$ . Zur Begründung der Messergebnisse führten die Autoren Messungen mit einem Plexiglasmodell durch. Die Ergebnisse dieser Messungen zeigen, dass der Blasendurchmesser mit steigendem Massstrom kleiner wird, weil die Blasen bei geringerer Verweilzeit an der Heizfläche weniger Zeit haben, sich zu größeren Blasen zusammenzuschließen. Außerdem bewirkt die erhöhte Geschwindigkeit eine Zerkleinerung der Blasen durch Zerplatzen, was die Durchmischung verbessert und den ständigen Austausch des Mediums an der Übertragungsfläche fördert. Wärmestromdichte sowie Wandüberhitzung haben Einfluss auf die entstehende Blasendichte.

Die Ergebnisse der Messungen wurden zu einer Gleichung zusammengefasst, deren Genauigkeit nicht sehr hoch ist ( $\pm 25 \%$  Abweichung):

$$h_{r,sub} = h_{r,l} \cdot \left[ 1,2 \cdot Fr^{3/4} + 13,5 Bo^{1/3} \cdot Ja^{1/4} \right] \quad (6)$$

mit

$$h_{r,l} = 0,2092 \cdot \left( \frac{k}{d_h} \right) \cdot Re^{0,78} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu_{ave}}{\mu_{wall}} \right)^{0,14} \quad (6a)$$

Fr : Froude Zahl

Re : Reynolds Zahl

Bo : Bond Zahl

Ja : Jakob Zahl

$h_{r,sub}$  :  $\alpha$ -Wert der Verdampfung [ $\text{W/m}^2\text{°C}$ ]

$h_{r,l}$  :  $\alpha$ -Wert der flüssigen Phase [ $\text{W/m}^2\text{°C}$ ]

$k$  = Wärmeleitfähigkeit [ $\text{W/m}^\circ\text{C}$ ]

$d_h$  = hydraulischer Durchmesser

$\mu_{ave}$  = Viskosität in der Mitte der Strömung [ $\text{N s/m}^2$ ]

$\mu_{wall}$  = Viskosität der Strömung an der Wand [ $\text{N s/m}^2$ ]

Die Formeln und Ergebnisse können als Vergleichswerte für unsere Messungen dienen. Eine Übereinstimmung ist eher nicht zu erwarten, da Medium und Plattengeometrie sich wesentlich voneinander unterscheiden.

**7. Feldmann, A.; Marvillet, C.; Lebouche M. (2000): Nucleate and convective boiling in plate fin heat exchangers [9]**

In diesem Artikel berichten die Autoren über Messungen an Platten mit Rechteckprägung, sowie einer Rechteckprägung mit Perforationen. Dazu wurden die Untersuchungen jeweils an einer elektrisch beheizten Platte unternommen. Das verwendete Medium CFC 114 wurde mit einem Vorverdampfer auf eine bestimmte Dampfqualität eingestellt. Es wurden zwei konstante Massestromdichten von 20 und 45 kg/(m<sup>2</sup>s) bei Dampfgehalten von 0,1 bis 0,8 untersucht. Dabei ermittelten die Autoren eine Gleichung, die aufgrund des speziellen Versuchsaufbaus sicherlich nur für diesen speziellen Fall gilt:

$$\alpha_{npb} = 8,41 \cdot q^{0,67} \cdot p^{*0,12} \cdot (-\log_{10} p^*)^{-0,55} \quad (7)$$

Sie gibt die gemessenen Werte mit einer Genauigkeit von  $\pm 35\%$  wieder. Vorteil ist die Verwendung nur zweier Messgrößen, die leicht ermittelbar sind, Wärmestromdichte und Siededruck. Interessant für den Versuchsaufbau ist die Verwendung eines Vorverdampfers, wie auch schon in Arbeiten anderer Autoren.

**8. Tribbe, C.; Müller-Steinhagen H.M. (2001): Gas/Liquid flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers, Part I: Pressure Drop Measurements; Part II Two-phase multiplier and flow pattern analysis [10]**

Die Autoren führten Untersuchungen an konventionellen Plattenwärmeübertragerplatten durch. Ziel war es Erkenntnisse über die Druckverluste von Zwei-Phasen Strömungen zu erhalten. Dazu verwendeten sie in ihrem Versuchstand zwei verschiedene Medien, die vor dem Apparat mit Luft vermischt wurden. Somit simulierten sie Bedingungen mit verschiedenen Dampfgehalten in einer Strömung. Als Medien verwendeten sie Wasser und eine Carboxymethylcelluloselösung (CMC) in verschiedenen Konzentrationen. Dabei hat das Wasser die Eigenschaften eines Newton'schen Fluids und das CMC die eines nicht Newton'schen Fluids. Ferner wurden verschiedene Prägewinkel der Platten sowie zwei Amplituden der Prägungen verwendet, um die Abhängigkeit von der Strömungsführung zu untersuchen. Der Einfluss variabler Massenstromdichten im Bereich 50 bis 500 kg/(m<sup>2</sup>s) wurden ebenfalls untersucht. Dabei erwies sich der Druckverlust linear abhängig vom simulierten Dampfgehalt. Der Druckverlust stieg mit steigendem Dampfgehalt, wobei die Steigung mit der Massenstromdichte naturgemäß noch zunahm. Als Beispiel seien die mit Wasser als Versuchsstoff bei einer massenstromdichte von 100 kg/(m<sup>2</sup>s) erwähnt: Der Druckverlust betrug 0,6 bar bei einem Dampfgehalt von 0,2 und stieg linear auf 2,8 bar bei einem Dampfgehalt von 0,6. Das Ergebnis zeigte sich qualitativ analog bei verschiedenen Plattenprägungen bei naturgemäß unterschiedlichen Absolutwerten des Druckverlustes.

Die Ergebnisse wurden im Part II ausgewertet und Beziehungen für einen Zwei-phasenmultiplikator nach Lockhart-Martinelli gesucht. Dabei stellte sie eine enger Zusammenhang einerseits mit dem Vorhandensein einphasiger oder zweiphasiger Strömung und andererseits mit Plattenform und Gasgehalt heraus. Als Ergebnis von

Versuchen mit einem Plexiglasmodell konnten mehrere Strömungsarten festgestellt werden (Blasenregime, Filmströmung, irreguläre Strömungen usw.), deren Auftreten vom Gasgehalt der Strömung und den Plattengeometrien abhängig ist. Somit werden die beobachteten Unterschiede im Druckverlust erklärbar.

Für die eigenen Versuche sind diese Ergebnisse eine gute Ausgangsbasis für die Betrachtungen des Druckverlustes im Verdampfer, sowie der dort vorkommenden Strömungsformen. Eine unmittelbare Übertragbarkeit der Ergebnisse ist nicht zu erwarten, da im Verdampfer eine stetiger, örtlicher Anstieg des Dampfgehaltes vorkommt. Damit sind nicht solch gleich bleibende Verhältnisse wie im beschriebenen Versuch vorhanden. Es können in verschiedenen Bereichen des Verdampfers Strömungsformen herrschen, die im Artikel beschrieben werden. Es besteht aber ein grundsätzlicher Unterschied zwischen Luftblasen in Wasser und Dampfblasen. Durch Phasenänderung des Wassers steigt der Blasendurchmesser des Dampfes immer mehr an oder die Blase fällt in sich zusammen. Stoffübergang und dadurch sich ergebene Durchmesseränderungen treten bei Luftblasen nicht auf. Der Artikel kann daher nur Grundlage für die Betrachtungen der Messergebnisse sein. Die Erkenntnis des Vorhandenseins von verschiedenen Strömungsformen in Verbindung mit den Plattengeometrien kann bei dem qualitativen Verständnis der Messungen behilflich sein.

**9. Benda, U. (1997):**

**Gelötete Plattenwärmeaustauscher für Ammoniak [11]**

Der Autor berichtet über die Möglichkeit gelötete Plattenwärmeübertrager in Ammoniak Kälteanlagen einzusetzen. Er beschreibt den Aufbau sowie Fertigungsweise dieser Apparate und verweist auf Erfahrungen in diesem Bereich. Des weiteren Beschreibt er den Einsatz von „Verneblern“. Vorrichtungen die sicherstellen, dass das Kältemittel gleichmäßig zwischen den Platten verteilt wird. Dies ist nötig, da festgestellt wurde das es bei langen Plattenpaketen zu einer Ungleichverteilung des Kältemittels im Apparat kommen kann. Genauere, verwertbare Aussagen über Abweichungen und Unterschiede werden nicht gemacht. Er bestätigt aber qualitativ die Aussagen in vorhergehend besprochenen Quellen, dass die Sicherstellung einer gleichmäßigen Verteilung die Effektivität eines Verdampfers erhöhen kann.

**2. Experimentelle und theoretische Arbeiten zur Kondensation**

Die physikalische Beschreibung der Kondensation im Plattenkondensator ist sehr komplex und hängt sowohl vom Strömungsverhalten des Dampfes, und des Kondensatfilms, wie auch von Geometrie und Benetzung der Plattenoberfläche sowie von den Stoffeigenschaften des Mediums ab. Einige wenige, experimentell ermittelten Korrelationsbeziehungen liegen aus der Literatur vor, die im folgenden kurz skizziert werden sollen. Allerdings können die angegebenen Gleichungen nur als Ausgangsbasis betrachtet werden, da sie alle für rechteckige Platten entwickelt worden sind. Die in diesem Vorhaben zu

untersuchende kreisrunde Plattenform ist bislang weder experimentell untersucht noch theoretisch beschrieben worden.

**1. Thonon, B.; Bonetemps, A. (2002):  
Condensation of Pure and Mixture of Hydrocarbons  
in Compact Heat Exchangers. Experiments and  
Modelling [12]**

Die Verfasser diese Artikels berichten über Kondensationsuntersuchungen die von ihnen durchgeführt worden. Dabei geben sie eine Beschreibung des Versuchstandes (Abb. 5) sowie der von ihnen durchgeführten Versuche. Die Versuche wurden mit einem Vollverschweißten Plattenwärmeübertrager der Fa. Alfa Laval durchgeführt und als Medium wurden Propan, Butan und Pentan sowie eine Butan-Propanmischung in verschiedenen Konzentrationen verwendet. Der Druck konnte bis zu 20 bar variiert werden, die Temperatur stieg dabei auf bis zu 80°C. Der Massenstrom erreichte Werte bis 600 kg/h bei einer Wärmeleistung bis 70 kW.

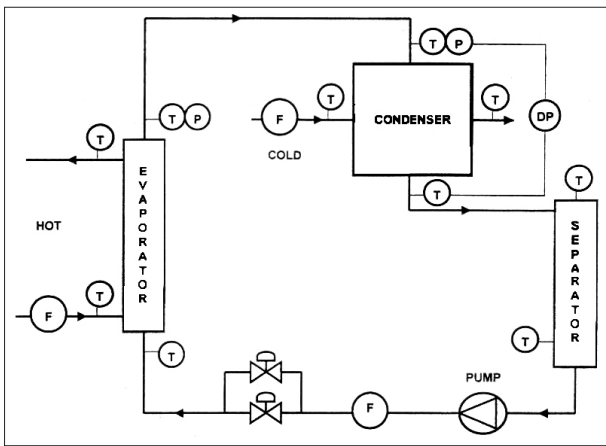


Abb. 5: Verfahrensfliessbild aus [12] nach B. Thonon u. A. Bonetemps

Die Autoren werten verschiedene Literaturangaben aus, um ihre eigenen Messergebnisse zu beschreiben. Sie betrachten dabei sowohl Fallfilmkondensation als auch erzwungene Konvektion, Kondensation reiner Dämpfe wie auch Kondensation von Gemischen. Beispielsweise für die erzwungene Kondensation reiner Dämpfe geben sie eine eigene Gleichung für den sogenannten „enhancement factor“ an, mit dem der Geometrie der Kondensationsfläche (Plattenprägung) Rechnung getragen wird:

$$F = 1564 \cdot \text{Re}_{eq}^{-0,76} = \frac{\alpha}{\alpha_{LO}} \quad (8)$$

Darin wird anstelle der in der Literatur üblichen Re-Zahl der flüssigen Phase eine äquivalente Re-Zahl verwendet.  $\alpha_{Lo}$  ist der Wärmeübergangskoeffizient in der flüssigen Phase. Die ermittelten  $\alpha$ -Werte lagen zwischen 1 und 2 kW/(m<sup>2</sup>K) in einem Re-Bereich von 250 < Re < 2000. Die Korrelationsgleichung (8) gibt 80% der Messwerte einer Genauigkeit von ±20% wieder. Dabei stellen die Autoren fest, dass die verwendeten Versuchsmedien sehr ähnliche physikalische Eigenschaften haben und somit weitere Versuche nötig sind, um die Ergebnisse verallgemeinern zu können. Bei allen Messungen wird aber deutlich, dass es zu verschiedenen Strömungsformen im Kondensator

kommen kann. So entwickelt sich bei kleinen Reynolds Zahlen Fallfilmkondensation. Dabei sinkt der Wärmeübergang mit zunehmender Reynolds Zahl, um danach bei noch höheren Reynolds Zahlen wieder anzusteigen (Strömungsänderung). Diese Beobachtung deckt sich qualitativ mit den Aussagen in den zitierten Quellen, wobei aber übereinstimmende Rechenwerte mit den dort angegebenen Formeln nicht erreicht wurden. Dabei zeigt sich, dass bei kleinen Reynolds Zahlen Formeln für schwerkraftbestimmte Kondensation gleiche Tendenzen zeigen. Bei höheren Reynolds Zahlen bieten Formeln für erzwungene Strömungen erwartungsgemäß bessere Ergebnisse. Es werden folgende Formeln angegeben:

Für Filmkondensation bei  $\text{Re}_L < 1600$  [nach Kutatelatze]:

$$\alpha_{ku} = Co \cdot \frac{\text{Re}_L}{1,08 \text{Re}_L^{1,22} - 5,2} \quad (9)$$

und für Filmkondensation bei  $\text{Re}_L > 1600$  [nach Labuntsov]

$$\alpha_{La} = Co \cdot \frac{\text{Re}_L}{8570 + 58 \cdot \text{Pr}_L^{-0,5} \cdot (\text{Re}_L^{0,75} - 253)} \quad (10)$$

mit  $Co = \lambda_L \cdot \left[ \frac{\mu_L^2}{\rho_L \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g} \right]$  [nach Rohsenow] (10a)

Darin sind:

- $\alpha$  = Wärmeübergangskoeffizient
- $\text{Re}_L$  = Reynoldszahl (Flüssigkeit)
- $\text{Pr}_L$  = Prandlzahl (Flüssigkeit)
- $\lambda$  = Wärmeleitfähigkeit
- $\rho$  = Dichte
- $g$  = Erdbeschleunigung
- $\mu$  = dynamische Viskosität

Diese Erkenntnis kann ein Hinweis für die von uns vorzunehmenden Versuche sein. Dabei sind eher die angegebenen Vergleichformeln sowie die Art der Auswertung für die eigene Arbeit interessant. Eine Übereinstimmung mit den gemessenen Werten der Autoren ist eher nicht zu erwarten, da Medien und Apparate unterschiedlich sind. Allerdings bieten sowohl die zitierten weiteren Literaturquellen als auch die eigenen Rechenansätze der Autoren Anknüpfungspunkte für eigene Überlegungen. Keine neuen Erkenntnisse für die eigene Planung des Versuchstandes bietet die Beschreibung des Versuchstandes dieser Arbeit.

**2. Cooper, A. (1974):  
Condensation of Steam in plate heat exchangers [13]**

Der Autor beschreibt die Ergebnisse seiner Untersuchungen an 7 verschiedenen Plattenwärmeübertragern, die zur Kondensation von Wasserdampf verwendet wurden. Er stellt fest, dass der Wärmeübergang sowie der Druckverlust von Massenstrom, Wandüberhitzung und Druck abhängig sind. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten schlägt er eine Gleichung vor, die 90 % seiner Messwerte mit einer Genauigkeit von ±20 % wiedergeben:

$$h = h_f \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_m}} \quad (11)$$

mit:

$h$  = Wärmeübergangskoeffizient der Kondensation

$h_f$  = Wärmeübergangskoeffizient einer rein flüssigen Phase bei gleichem Massenstrom

$\rho_f$  = Dichte der flüssigen Phase

$\rho_m$  = mittlere Dichte der Mischung flüssige/gasförmige Phase

Zur Bestimmung des einphasigen Wärmeübergangskoeffizienten  $h_f$  wird dabei folgende Gleichung verwendet:

$$\frac{h_f \cdot d}{k} = 0,160 \cdot \left( \frac{G \cdot d}{\mu} \right)^{0,62} \cdot \left( \frac{C_\mu}{k} \right)^{0,4} \quad (11a)$$

mit:

$d$  = hydraulischer Durchmesser in [ft] (4xVolumen zwischen den Platten / benetzte Oberfläche)

$G$  = Massenstromdichte in [lb/(sq.ft.hr)]

$\mu$  = Viskosität in [lb/(ft.hr)]

$C$  = spezifische Wärme in [Btu/lb.°F]

$K$  = nicht spezifiziert

Gleichung (11a) ist wegen fehlender Angaben nicht ohne weiteres anwendbar.

Bemerkenswert sind die Angaben zum Druckverlust auf der Kondensatseite. Es wird festgestellt, dass der Druckverlust kleiner ist, wenn das Kühlmedium im Gleichstrom zum Dampf geführt wird anstatt im Gegenstrom. Dies begründet der Autor damit, dass beim Gleichstrom, die kleinere Eintrittstemperatur des Kühlmediums am Eintritt des Dampfes in den Kondensator gegenüberliegt. Dadurch entsteht dort, durch das größere Temperaturgefälle, mehr Kondensat. Beim Gegenstrom tritt die größere Kondensatmenge im hinteren Teil des Kondensators auf was sich negativ auf den Druckverlust auswirkt. Der Effekt relativiert sich aber wenn die Endtemperaturen der beiden Ströme weit auseinander liegen. Dieser Effekt kann je nach konkreter Anwendung von Bedeutung sein.

### 3. Fiedler, S.; Auracher, H. (2002):

#### Experimentelle Untersuchung der Rücklaufkondensation in einem engen geneigten Rohr [14]

Die Autoren berichten über ihre Messungen an einem Doppelrohr. Dabei wurde Dampf von unten in das innere Rohr mit einem Durchmesser von 7 mm eingeleitet und durch ein Kühlmedium im Ringspalt kondensiert. Die dabei stattfindende Rücklaufkondensation wird beschränkt durch den Flutpunkt, ab dem das entstehende Kondensat mit dem Dampfstrom nach oben mitgerissen wird. Als Arbeitsstoff wird das Kältemittel R-134a bei Drücken von 6,7 und 7,4 bar eingesetzt. Die Untersuchungen galten dem Druckverlust, dem Wärmeübergang sowie der maximalen Dampfgeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Neigungswinkel des Rohres. Die Versuche sollen die Strömungsvorgänge in Plattenwärmeübertragern simulieren, da dort ähnlich kleine Strömungsquerschnitte erreicht werden und durch unterschiedliche Prägewinkel entsprechende Neigungen der Strömungen möglich sind.

Die Autoren stellten fest, dass ein optimaler Wärmeübergang bei Neigungswinkeln von 45° – 60° erreicht werden, ohne dass der Druckverlust erheblich ansteigt. Sie untersuchen verschiedene Literaturquellen und finden die Gleichung von Wang und Ma (Condensation Heat Transfer inside Vertical and Inclined Thermosyphons;

J. of Heat Transfer 1991, 113, 777) als gut geeignet für die Beschreibung der eigenen Messwerte:

$$\frac{Nu_m}{Nu_{mk}} = \left( \frac{L}{R} \right)^{\cos\beta/4} \cdot (0,125 + 1,46 \cdot 10^{-2} \cdot \beta - 7,27 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2) \quad (12)$$

mit

$$Nu_m = 0,925 \cdot Re^{-1/3} \quad (12a) \quad \text{und} \quad Nu_{mk} = \frac{Re}{1,47 \cdot Re^{1,22} - 1,3} \quad (12b)$$

Mit  $L$  = Rohrlänge und  $\beta$  = Neigungswinkel des Rohres.

Unter Auswertung verschiedener Quellen schlagen die Autoren eine eigene Gleichung auf, um die maximale Dampfgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Neigungswinkels und anderer Faktoren zu beschreiben:

$$w_g = 0,45 \cdot (\sin 1,7\beta)^{0,38} \cdot \frac{d^{0,322} \cdot \rho^{0,419} \cdot \sigma^{0,097}}{\rho_g^{0,462} \cdot \eta_l^{0,15} \cdot w_l^{0,075}} \quad (13)$$

Die in dieser Arbeit als optimal gefundenen Neigungswinkel können u.U. bei der Entwicklung einer optimal auf Kondensation zugeschnittenen Plattenprägung angewendet werden.

### 4. Blume, U. (2001): Dampf-Maschine:

#### Plattenwärmeübertrager nicht nur für flüssig/flüssig Anwendungen [15]

Der Verfasser behandelt den von Firma Alfa Laval entwickelten Plattenwärmeübertragertyp. Er ist als gedichteter PWÜ mit speziellen Dichtungen und Prägungen für den Einsatz von Sattldampf als Arbeitsstoff ausgelegt. Bemerkenswert ist die Beschreibung folgender Beobachtung: Da am Ende der Platten der größte Teil des Dampfes kondensiert, wird dort ein Unterdruck erzeugt, durch den die Dampfgeschwindigkeit im vorderen Teil der Platten ansteigt und somit der Druckverlust der Dampfströmung dort erhöht wird. Von daher und unter Berücksichtigung der bereits besprochenen Literaturquelle [13] könnten vergleichende Untersuchungen sowohl im Gegenstrom wie auch im Gleichstrombetrieb an Plattenkondensatoren zwecks Minimierung der Druckverluste sinnvoll sein.

### 5. Würfel, R.; Kreuztzer, T.; Fratscher, W. (2001): Turbulente Transportvorgänge bei adiabater und kondensierender Filmströmung im geneigten Rohr [16]

Die Verfasser berichten über die Ergebnisse ihrer Messungen mittels eines geneigten Doppelrohres. Da das verwendete Rohr aber einen Innendurchmesser von 20 mm besitzt können die gewonnenen Werte kaum auf unseren Versuch übertragen werden. Die Autoren beschäftigen sich eher mit der Problematik des Entrainments bei zweiphasigen Strömungen in Rohren als mit den Vorgängen bei der Kondensation. Die von ihnen vorgenommenen Versuche zu diesem Thema führen im Ergebnis zu einer Korrelationsgleichung für die Nu-Zahl, die für turbulente Zweiphasenströmung bei Filmkondensation im Rohr gültig ist:

$$Nu_{kond} = \frac{\alpha_{kond} \cdot L}{\lambda_{kond}} = 2,536 \cdot 10^{-2} \cdot G(\gamma) \cdot Re_{kond}^{0,077} \cdot (1 + \tau_{kond}^+)^{0,501} \cdot Pr_{kond}^{0,4} \quad (14)$$

mit weiteren Angaben zu  $G$ ,  $\tau_{kond}^+$  und  $Re_{kond}$ . Die Ermittlung der einzelnen Größen bedarf einer detaillierten Kenntnis der Vorgänge im Kondensator sowie zahlreicher



Messgrößen. Da die Gültigkeit der Gleichung eher beschränkt ist und die Versuchsbedingungen – u.a. wegen des relativ großen Rohrdurchmessers – relativ stark von den Plattenapparaten dieser Arbeit abweichen, ist eine unmittelbare Übertragbarkeit auf die geplanten experimentellen Versuche zur Kondensation in Plattenwärmeübertrager nicht zu erwarten.

**6. Wang, Z.-Z.; Zhao, Z.N. (1993): Analysis of Performance of Steam Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Condensers [17]**

Die beiden Autoren teilen die Ergebnisse ihrer Untersuchungen und Messungen an Plattenwärmeübertrager als Kondensatoren für Wasserdampf mit. Dabei verwendeten sie den in Abb. 6 wiedergegebenen Versuchsaufbau. Man erkennt einen Plattenkondensator mit vorgeschaltetem Batch-Boiler als Dampfzeuger und diversen Messgeräten. Wichtig erscheint dabei u.a. üblichen Messgeräten ein Füllstandsmesser, der bei gefluteter Fahrweise des Kondensators unerlässlich ist.

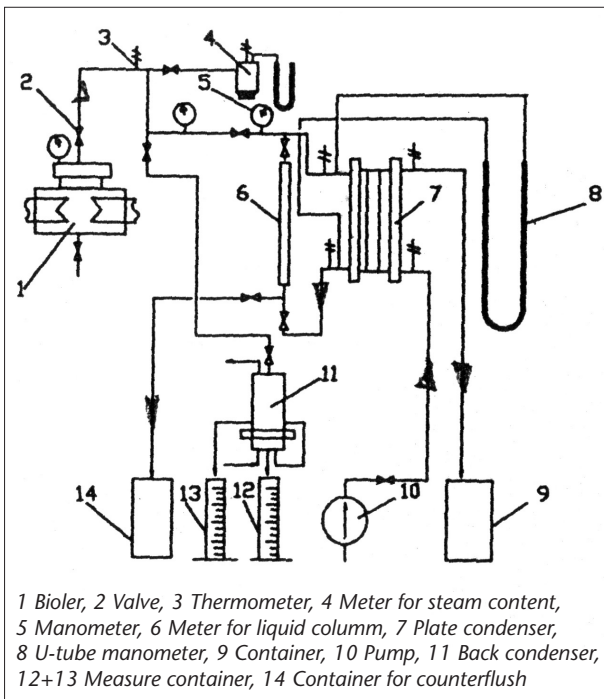


Abb. 6: Verfahrensbild des Versuchsstandes aus [17] nach Z.-Z. Wang und Z.N. Zhao.

Es wurden Wärmeübergangs- und Druckverlustmessungen durchgeführt. Das Gefälle warm-kalt zwischen den beiden Medien betrug bei den Wärmeübergangsmessungen 5 bis 20 K. Es werden keine systematischen Ergebnisse sondern Einzeldaten mitgeteilt. Die angegebenen Siedetemperaturen betragen 116-119°C, die sich ergebenden Wärmeübergangskoeffizienten 7,5 bis 24 (kW/(m²K) bei Massenströmen um 0,076 kg/s.

Die Autoren vergleichen ihre Messwerte mit Rechenwerten nach der Literatur und stellen folgende eigene Gleichung auf:

$$Nu = 0,00115 \cdot \left( \frac{Re_l}{H} \right)^{0,983} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,248} \quad (15)$$

mit :

$$Re_l = G_s \cdot \left( \frac{(1-x_0) \cdot d_e}{\mu_l} \right)$$

$$H = C_p \cdot \frac{\Delta T}{\gamma'}$$

$$\gamma' = \gamma \cdot \left( 1 + 0,68 \cdot C_p \cdot \frac{\Delta T}{\gamma} \right)$$

$$G_s = \text{Massenstromdichte(gesamt)} \left[ \frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$$

$$C_p = \text{spezifische Wärmekapazität} \left[ \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right]$$

$$\rho_l = \text{Dichte(flüssige Phase)} \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\gamma = \text{latente Wärme} \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\rho_v = \text{Dicht(Dampfphase)} \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$x_0 = \text{Dampfgehalt(am Austritt)}$$

Druckverlust  $\Delta p$  und  $\alpha$ -Wert erwiesen sich abhängig von mehreren Einflussgrößen:

$\Delta p$  und  $\alpha = f$  [Plattengeometrie, Strömungsform (Filmströmung o.a.), Massenstromdichte und Druck bzw. Siedetemperatur], wobei der Druckverlust als Summe verschiedener Druckverluste betrachtet wurde: Phasendruckverlust, Beschleunigungsdruckverlust, Schweredruckverlust und zusätzliche Druckverluste. Der Einfluss des Druckes wird erklärt durch die entstehenden Dichteunterschiede des Dampfes bei verschiedenen Drücken. Der Druckverlust konnte mittels der Beziehungen nach Lockhart-Martinelli beschrieben werden.

Bei den Untersuchungen stellte sich außerdem heraus, dass der Druckverlust im Gegenstrombetrieb ca. 17 % größer war als im Gleichstrombetrieb, was sich mit Angaben anderer Autoren zumindest qualitativ deckt. Der Wärmeübergang im Gegenstrombetrieb war aber etwas besser. Um dies zu erklären, wurde ein integraler Mittelwert des Dampfgehaltes (bei vollständiger Verdampfung) gebildet. Dabei ergaben sich für den Gegenstrombetrieb ein mittlerer Dampfgehalt von 0,54 und für dem Gleichstrombetrieb von 0,46. Der Unterschied im Dampfgehalt führt zu unterschiedlichen Dampfgeschwindigkeiten und erklärt somit auch den Unterschied im Wärmeübergang. Außerdem kamen die Autoren zu dem Schluss, dass der Wärmeübergang bei vollständiger Kondensation besser ist als bei Teilkondensation.

Für die eigene Versuchsplanung ist die angegebene Gleichung möglicherweise verwendbar, da auch das gleiche Medium Wasser verwendet wird. Die Plattengeometrie ist allerdings nicht vergleichbar was zu Abweichungen führen kann.

**Literatur**

- [1] VDI-Wärmeatlas, 9. Auflage, Springer-Verlag, 2002.
- [2] Engelhorn H.R., Reinhart, H.R. (1990): Investigations on Heat Transfer in a Plate Evaporator, Chemical Engineering and Processes 28, 143-146.
- [3] Handbuch der Kältetechnik

- [4] Osterberger, R.; Slipcevic B. (1990): Wärmeübergang beim Blasensieden in Plattenverdampfern, Klima - Kälte - Heizung 11, S. 481-483
- [5] Yan Y.Y., Lin, T.F. (1999): Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R134a in a Plate Heat Exchanger, J. Heat Transfer 121(2), 118-127
- [6] Andre, M.; Kabelac, S.; de Vries, B. (2003): Wärmeübergang bei der Verdampfung von Ammoniak in einem Plattenwärmeübertrager, Chemie Ingenieur Technik (2003) 75(11), 1628-1633
- [7] Kumar, H. (1993): Evaporation in Plate Heat Exchangers (Verdampfung in Plattenwärmeübertragern), AIChE Symp. Ser.89(295), 211/222
- [8] Hsieh,Y.Y; L.J. Chiang; T.F. Lin (2002): Subcooled flow boiling heat transfer of R-134a and the associated bubble characteristics in a vertical plate heat exchanger, Internat. J. Heat and Mass Transfer 45(9), 1791-1806.
- [9] Feldmann, A.; Marvillet, C.; Lebouche M. (2000): Nucleate and convective boiling in plate fin heat exchangers, Int. J. Heat and Mass Transfer 43(18), 3433-3442
- [10] Tribbe, C.; Müller- Steinhagen H.M. (2001): Gas/Liquid flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers, Part.I: Pressure Drop Measurements; Part II Two-phase multiplier and flow pattern analysis Heat Transfer Engineering 22(1),5-21
- [11] Benda, U. (1997): Gelötete Plattenwärmeaustauscher für Ammoniak, Ki Luft- und Klimatechnik 33(10), 465-467
- [12] Thonon, B.; Bonetemps, A. (2002): Condensation of Pure and Mixture of Hydrocarbons in Compact Heat Exchangers. Experiments and Modelling, Heat Transfer Engineering 23(6)3-17
- [13] Cooper, A. (1974): Condensation of Steam in plate heat exchangers AIChE Symposium Series 70, 138, 172-177
- [14] Fiedler, S.; Auracher, H. (2002): Experimentelle Untersuchung der Rücklaufkondensation in einem engen geneigten Rohr, Chemie Ingenieur Technik 74(9), 1265-1269
- [15] Blume, U. (2001): Dampf-Maschine: Plattenwärmeübertrager nicht nur für flüssig/flüssig Anwendungen, Chemie Technik 30(6) 25-26
- [16] Würfel, R.; Kreuztzer, T.; Fratscher, W. (2001): Turbulente Transportvorgänge bei adiabater und kondensierender Filmströmung im geneigten Rohr, Chemie Ingenieur Technik 73(10), 1272-1281
- [17] Wang, Z.-Z.; Zhao, Z.N. (1993): Analysis of Performance of Steam Condensation Heat Transfer and Pressure Drop in Plate Condensers, Heat Transfer Eng. 14(4), 32-41

## **Autoren**

**Prof. Dr.-Ing. Josef Schmadl**  
**Dipl.-Ing. Jens-Uwe Gerking**  
 Technische Fachhochschule Wildau  
 Technikum für Thermische Verfahrenstechnik  
 Tel. +49 3375 508-110  
 jschmadl@igw.tfh-wildau.de

**Dipl.-Ing. Joachim Schult**  
**Dr. Ingrid Schult**  
**Dipl.-Ing. (FH) Maik Haß**  
**Dipl.-Ing. (FH) Carsten Briesenick**  
 Caloperm GmbH  
 Am Möllenberg 40, 15751 Niederlehme  
 Tel. +49 3375 5185-18