

# **Wärmeübergang bei der Verdampfung von Ammoniak in Plattenwärmeübertragern**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur**

genehmigte  
Dissertation

von

**Dipl.-Ing. Matthias André**  
geboren am 03. Februar 1973 in Fulda

2004

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. S. Kabelac
2. Referent: PD Dr.-Ing. habil. A. Luke

Tag der Promotion: 13. Februar 2004

---

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Universität Hannover.

Sehr herzlich möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Kabelac, dem ehemaligen Leiter des Institutes, für die Übernahme des Referats und für die vielen Anregungen bei der Anfertigung der Arbeit bedanken. Frau PD Dr.-Ing. habil. Luke, der kommissarischen Leiterin des Institutes, danke ich für die Übernahme des Koreferats und Herrn Prof. Dr.-Ing. Schulze, dem Leiter des Fachgebietes Planung und Steuerung von Lager- und Transporteinrichtungen für Produktionsbetriebe, für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Bernd de Vries, dem Leiter der Konstruktion und Entwicklung der GEA Ecoflex GmbH in Sarstedt, der diese Arbeit anregte, zu jeder Zeit wohlwollend betreute und durch viele wertvolle Hinweise und Ratschläge tatkräftig unterstützte.

Ferner gilt mein Dank allen Mitarbeitern des Institutes für Thermodynamik, meinen ehemaligen Kollegen, sowie allen Diplom- bzw. Studienarbeitern und wissenschaftlichen Hilfskräften, die an der Entstehung dieser Arbeit mitgewirkt haben.

Ebenso bedanke ich mich bei meiner Familie und meinen Freunden, die mich durch ihr Interesse an dieser Arbeit oder ganz allgemein unterstützt haben.

Hannover, im März 2004

Matthias André

## Kurzfassung

Plattenwärmeübertrager haben in kälte- und klimatechnischen Anlagen sowohl als Verdampfer wie auch als Kondensator eine weite Verbreitung gefunden. Dieses ist zum einen auf die hohe flächenspezifische thermische Leistung, zum anderen auf die vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten zurückzuführen. Zur Dimensionierung dieser Apparate sind nur wenige frei zugängliche Korrelationen verfügbar, die eine belastbare Vorausberechnung des Wärmeübergangskoeffizienten sowie des Druckverlustes ermöglichen würden. Hiermit verbunden ist ein Kenntnisdefizit über die Verteilung möglicher Strömungsformen zwischen den parallelen Kanälen innerhalb eines Apparates wie auch der Strömungsform innerhalb eines Plattenspalts selbst.

In einer Gemeinschaftsarbeit mit der Firma GEA Ecoflex wird ein Ammoniak-Kältekreislauf mit einer Kälteleistung von 120 kW bei 0 °C Verdampfungstemperatur aufgebaut. In diesem Kreislauf, der mit einem 6-Zylinder Kolbenverdichter der Firma Bock betrieben wird, können Verdampfungstemperaturen zwischen -10 °C und +5 °C sowie Kondensationstemperaturen zwischen +20 °C und +35 °C eingestellt werden. Der Verdampfer kann in überfluteter oder trockener Fahrweise betrieben werden. Durch Thermoelemente, die sowohl an der Plattenwand wie im Fluid örtlich verteilt montiert werden, kann sowohl die Fehlverteilung des Ammoniaks im Apparat wie auch das Temperaturprofil entlang einer Platte bestimmt werden.

In den Versuchen werden für zwei unterschiedliche Verdampfer-Plattentypen die Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Strömungsmassendampfgehalt  $\dot{x}$ , der Massenstromdichte  $\dot{m}_A$  und der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  bestimmt. Die Plattentypen unterscheiden sich lediglich im Prägungswinkel  $\varphi$  der Wellung. Die Platten vom Typ A haben eine waagerechte Wellenprägung, während die Platten vom Typ B ein senkrecht Wellenprofil aufweisen. Bei der Verdampfung von Ammoniak werden höhere zweiphasige Wärmeübergangskoeffizienten in den Plattenkanälen mit senkrechter Wellung gemessen als in denen mit waagerechter Wellung. Für den einphasigen Wärmeübergang auf der Kälteträgerseite verhält es sich umgekehrt.

Eine ausführliche Fehlerbetrachtung der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten wird anhand einer Analyse der gesamten Messkette vorgenommen. Dabei ist festzustellen, dass die für die Fehleranalyse angenommenen Ungenauigkeiten eher konservativ anzusehen sind. Die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bewegen sich alle innerhalb der Messunsicherheit und lassen sich gut durch eine Ausgleichsfunktion wiedergeben.

Ein Vergleich der Messungen mit bekannten Korrelationen zum Strömungssieden zeigt im Bereich geringer Strömungsmassendampfgehalte eine gute Übereinstimmung, während im Bereich höherer Dampfgehalte größere Abweichungen auftreten. Der qualitative Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten über dem Strömungsmassendampfgehalt wird im Bereich des konvektiven Siedens durch die Korrelationen gut wiedergegeben, so dass die Abweichungen durch Anpassung der Parameter behoben werden können. Auffällig ist bei den durchgeführten Messungen der scharf abgegrenzte Übergangsbereich vom Blasen- zum konvektiven Sieden. Dieser klare Übergang ist vermutlich auf die relativ geringen Massenstromdichten beim Verdampfen von Ammoniak im Plattenspalt zurückzuführen.

Der Einfluss des Kältemaschinenöles auf den Wärmeübergang bei der Verdampfung wird ebenfalls untersucht. Hierbei wird unterschieden zwischen dem im Kältemittel gelösten Anteil des Öles und dem durch die Strömung mitgerissenen Ölanteil, der sich als separate Phase durch den Verdampfer bewegt. Zur Quantifizierung des Einflusses werden verschiedene Proben des Kältemittels aus dem Verdampfer und seinem Nahbereich entnommen und auf ihren Ölgehalt hin analysiert. Der Ölgehalt ist geringer als 0,2 Vol% und ist somit erfahrungsgemäß nicht von signifikantem Einfluss auf den Verdampfungsprozess. Die Veränderung der Stoffeigenschaften durch im Ammoniak gelöstes Verdichteröl wird mit Hilfe von Berechnungsmodellen abgeschätzt. Auch diese Berechnungen zeigen keine negativen Beeinflussungen des Verdampfungs Vorganges durch das Öl.

Schlagwörter: Plattenwärmeübertrager, Verdampfung, Ammoniak

## Abstract

Plate heat exchangers find use in many refrigeration and air conditioning applications due to their high thermal duty and flexibility. The heat transfer coefficient is required for the design of plate heat exchangers as evaporators and condensers. Only a limited number of correlations exist for the calculation of the heat transfer coefficient: this is attributed to the lack of knowledge on the distribution of the flow pattern within the heat exchanger and along the plate.

In a joint venture between the Institute of Thermodynamics at the University of Hannover and GEA Ecoflex, an ammonia refrigeration cycle was constructed with a capacity of 120 kW at the saturation temperature of 0 °C. The refrigeration cycle consists of a 6-cylinder piston compressor. It works at evaporation temperatures of -10 °C to +5 °C and condensation temperatures between +20 °C and +35 °C. The evaporator operates in natural circulation (thermosiphon) or with dry expansion. The wall temperatures and the local fluid temperatures are measured by local installed thermocouples. Hence the temperature profile along the plate, in combination with the non uniform distribution of ammonia within the heat exchanger, can be defined.

The heat transfer coefficients were investigated for two different types of plates in dependence of the void fraction, mass flux and heat flux. The plate types differ only in the profile of the wave structure. Plates of the type A have horizontal waves, while plates of type B have a vertical wave profile. During the evaporation of ammonia the measured two-phase heat transfer coefficients are higher in the channels with vertical waves than in those with horizontal wave structure. The single-phase heat transfer coefficients on the heat carrier side are higher for plates of type A. Comparison of the measurements with correlation from the literature shows good agreement in the range of small vapour qualities. Deviations increase in the range of higher vapour qualities. The qualitative trend of the heat transfer coefficients against the vapour quality is well shown within the range of convective boiling by the correlations. So the deviations are overcome by adjustment of the parameters.

Remarkable is the sharply defined transition from nucleate to convective boiling. The reason for this transition lies probably in the relatively small mass fluxes of ammonia in the plate channels. An error estimation is made based on the Gauss law of error propagation for the described measurements. All values can be displayed within the region of the measured error by a simple balance function. This points to a rather conservative estimation.

The influence of the compressor oil on the heat transfer coefficient during the evaporation was also examined. The oil can influence the heat transfer at evaporation in two different ways. Either the oil flows through the evaporator as a separate phase or it dissolves in ammonia. For the analysis of the oil concentration, different samples of the refrigerant were taken from the evaporator and its close range. All samples were smaller than 0.2 Vol%. In practice, this small oil concentration has no significant influence on the evaporation process. The alteration of fluid properties with dissolved oil in ammonia is analysed by computation models. Also these models do not show any negative influence on the evaporation process by the oil.

Key words: plate heat exchanger, evaporation, ammonia

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen</b>	<b>ix</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand des Wissens</b>	<b>3</b>
2.1 Berechnungsverfahren für den einphasigen Wärmeübergang und Druckverlust in Plattenwärmeübertragern	3
2.1.1 Berechnung nach dem VDI-Wärmeatlas	3
2.1.2 Berechnung nach dem Heat Exchanger Design Handbook (USA)	6
2.2 Berechnungsverfahren für den zweiphasigen Wärmeübergang	8
2.3 Vergleich bekannter Korrelationen mit vorhandenen Messdaten	11
2.4 Modelle zur Berechnung des zweiphasigen Druckverlustes	13
<b>3 Das Kältemittel Ammoniak</b>	<b>15</b>
3.1 Stoffdaten	16
3.2 Werkstoffverträglichkeit	16
3.2.1 Konstruktionswerkstoffe	16
3.2.2 Dichtungswerkstoffe	16
3.2.3 Ölverträglichkeit	16
3.3 Sicherheit und Umweltschutz	16
3.3.1 Gesundheitliche Gefährdung	17
3.3.2 Brand und Explosion	17
3.3.3 Umweltschutz	17
3.3.4 Gesetze, Verordnungen, Vorschriften, Normen	18
3.4 Kennzeichnungsvorschriften	18
3.5 Maßnahmen zur Risikominimierung beim Betrieb der Versuchsanlage	19
<b>4 Aufbau und Funktionsprinzip eines Plattenwärmeübertragers</b>	<b>21</b>
<b>5 Aufbau des Versuchstandes</b>	<b>24</b>
5.1 Kälteträgerkreis	24
5.2 Kältemittelkreislauf	26
5.3 Inbetriebnahme	28
<b>6 Die Messtechnik</b>	<b>30</b>
6.1 Temperaturmessung	30
6.1.1 Thermoelemente	30
6.1.2 Widerstandsthermometer	31
6.1.3 Zweileitertechnik	32
6.1.4 Dreileitertechnik	32
6.1.5 Vierleitertechnik	33
6.2 Druck	33
6.2.1 Kapazitive Druckaufnehmer	33
6.3 Kalibrierung der Druckwandler	34
6.3.1 Druckwandler für Relativdruckmessung	35
6.3.2 Druckwandler für Absolutdruckmessung	39
6.4 Durchfluss	40
6.4.1 Flügelradzähler	40
6.4.2 Ringkolbenzähler	41
6.4.3 Ultraschallzähler	43

---

6.4.4	Das Laufzeitdifferenz-Verfahren	43
6.5	Superponierende Einflüsseffekte	45
6.6	Messgerät und Schnittstellenkarte	47
6.6.1	Digitalmultimeter Agilent 34970A <sup>®</sup>	47
6.6.2	Messgrößen und Messbereiche	48
6.6.3	Befehlssequenz zur Messdatenerfassung	48
6.6.4	Datenerfassungssequenz	49
6.6.5	Multiplexer-Karte Agilent 34901A <sup>®</sup>	49
6.6.6	Die GPIB-Schnittstellenkarte	50
6.7	Installation der Messtechnik	50
6.7.1	Vermessung der Anlage	50
6.7.2	Entwurf der Leitungsführung	51
<b>7</b>	<b>Software zur Verarbeitung der Messdaten</b>	<b>53</b>
7.1	LabVIEW <sup>®</sup>	53
7.1.1	Benutzeroberfläche und Blockdiagramm	53
7.2	Fortran-Auswertungsprogramm für die Messungen	55
7.3	Berechnung der Ammoniak-Stoffdaten	56
7.3.1	Sättigungstemperaturen	56
7.3.2	Dichte	57
7.3.3	Wärmeleitfähigkeit	57
7.3.4	Enthalpie	57
7.3.5	Wärmekapazität	57
7.3.6	Viskosität	58
7.3.7	Oberflächenspannung	58
7.4	Berechnung der Kälte-träger-Stoffdaten	59
<b>8</b>	<b>Kältemaschinenöl im Verdampfer</b>	<b>60</b>
8.1	Einteilung der Kältemaschinenöle	60
8.2	Physikalische und chemische Eigenschaften der Öle	62
8.3	Verhalten des Öls im Kältekreislauf	66
8.4	Verhalten des Öls bei der Verdampfung	67
8.5	Behältersieden	67
8.6	Strömungssieden im Rohr	69
8.7	Strömungssieden im Plattenspalt	72
8.8	Einfluss auf Stoffeigenschaften	76
8.9	Verhalten des Kältemaschinenöls im Plattenverdampfer	77
8.10	Messung der Ölkonzentration	78
8.11	Theoretische Bestimmung der Mischungslücke des NH <sub>3</sub> -Öl-Gemisches	82
8.11.1	Grundlagen	83
8.11.2	Berechnung mit Aspen Plus <sup>®</sup>	86
8.11.3	Modellierung des Kältemaschinenöls	87
<b>9</b>	<b>Einfluss der Messfehler auf die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten</b>	<b>91</b>
9.1	Zufällige Messfehler	91
9.2	Fehlerfortpflanzung	92
9.3	Analytische Berechnungen	94
9.4	Numerische Berechnungen	96
9.5	Systematische Fehler	98
9.6	Vergleich des Einflusses des Öls mit anderen Messfehlern	99
9.7	Schlussfolgerungen für den Einfluss des Öles	100
9.8	Fehlerdiskretisierung der einzelnen Messstellen	101

---

9.8.1 Fehler bei der Druckmessung	101
9.8.2 Fehler des DMM	101
9.8.3 Fehler bei der Temperaturmessung	102
9.8.4 Fehler bei der Volumenstrommessung	103
<b>10 Messung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten</b>	<b>105</b>
10.1 Anordnung der Thermoelemente für die verschiedenen Plattentypen	105
10.2 Berechnung und Bilanzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten	110
<b>11 Auswertung der Messungen</b>	<b>112</b>
11.1 Messungen der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp A	114
11.2 Messungen der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp B	118
11.3 Vergleich der gemessenen lokalen Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp A und B	120
11.4 Vergleich gemessener Wärmeübergangskoeffizienten mit Korrelationen	123
11.5 Wärmedurchgangskoeffizienten Kondensator	126
<b>12 Ausblick</b>	<b>128</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>130</b>
<b>Anhang</b>	<b>135</b>
<b>A Druckwandler</b>	<b>135</b>
A.1 Kalibrierung der Druckwandler	135
A.2 Vergleichsmessung der Druckwandler	139
<b>B Messdaten Verdampfer</b>	<b>140</b>
B.1 Messungen mit dem Plattentyp A	140
B.2 Messungen mit dem Plattentyp B	149



## Formelzeichen

### Lateinische und griechische Buchstaben

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Fläche bzw. Oberfläche
$\hat{a}$	[-]	Amplitude der Wellenprägung (siehe <a href="#">Bild 2.1</a> )
$a, b, c$	[-]	Reibungskoeffizienten nach Martin [49]
$c$	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
$C$	[F]	Kapazität nach Gl. (6.4)
$c_p$	[kJ/kgK]	spezifische, isobare Wärmekapazität
$d$	[m]	Durchmesser
$d_h$	[m <sup>2</sup> ]	hydraulischer Durchmesser
$F$	[N]	Kraft
$G$	[J/mol]	molare freie Enthalpie
$G^E$	[J/mol]	Exzess-Enthalpie
$f$	[-]	Widerstandsbeiwert (friction factor)
$f$	[Hz]	Frequenz
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$h$	[m]	Abstand
$I$	[A]	Stromstärke
$K$	[-]	Koeffizient nach Martin [49]
$k$	[W/m <sup>2</sup> K]	Wärmedurchgang
$k$	[-]	Materialkonstante für die Spannung $U$ nach dem Seebeck-Effekt Gl. (6.1)
$L$	[m]	Länge
$m$	[kg]	Masse
$M$	[g/mol]	Molmasse
$\dot{m}_A$	[kg/m <sup>2</sup> s]	Massenstromdichte
$\dot{m}_{\text{NH}_3}$	[kg/s]	Massenstrom Ammoniak pro Spalt
$\dot{m}_{\text{sp}}$	[kg/s]	Massenstrom pro Spalt
$N$	[-]	Anzahl
$n$	[mol]	Stoffmenge
$n$	[-]	Anzahl Messungen
$n$	[-]	Koeffizient nach Martin [49]
$P$	[W]	Leistung
$P^*$	[-]	statistische Sicherheit
$p$	[Pa]	Druck
$p_s$	[Pa]	Siededruck
$\dot{Q}$	[W]	Wärmestrom
$\dot{q}$	[W/m <sup>2</sup> ]	Wärmestromdichte
$R$	[μm]	Rauhigkeit der Verdampferoberfläche
$R$	[Ω]	elektrischer Widerstand
$R_i$	[kJ/kgK]	individuelle Gaskonstante
$T$	[K]	Temperatur
$T_s$	[K]	Siedetemperatur
$t$	[s]	Zeit
$U$	[V]	Spannung
$u$	[-]	Messunsicherheit
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Volumenstrom

$w$	[m/s]	Geschwindigkeit
$X$	[-]	Wellenzahl nach Martin [49]
$x$	[-]	molare Zusammensetzung Gemisch
$\dot{x}$	[-]	Strömungsmassendampfgehalt
$\alpha$	[W/m <sup>2</sup> K]	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_R$	[1/K]	Temperaturkoeffizient nach Gl. (6.2)
$\Delta G$	[J/mol]	molare freie Mischungsenthalpie
$\Delta h_v$	[kJ/kg]	Verdampfungsenthalpie
$\Delta p$	[Pa]	Druckdifferenz bzw. Druckverlust
$\Delta t$	[s]	Zeitdifferenz
$\Delta \vartheta$	[K]	Temperaturdifferenz
$\delta$	[mm]	Dicke
$\varepsilon$	[-]	volumetrischer Dampfgehalt
$\varepsilon_t$	[-]	Dielektrizitätszahl nach Gl. (6.4)
$\varepsilon_0$	[F/m]	elektrische Feldkonstante $\varepsilon_0 = 8,85419 \cdot 10^{-12}$ F/m
$\Phi$	[-]	Flächenvergrößerungsfaktor
$\varphi$	[°]	Winkel der Plattenprägung
$\eta$	[kg/ms]	dynamische Viskosität
$\vartheta$	[°C]	Temperatur
$\Lambda$	[m]	Wellenlänge (siehe <u>Bild 2.1</u> )
$\lambda$	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit
$\mu$	[-]	Erwartungswert nach Gl. (9.1)
$\nu$	[mm <sup>2</sup> /s]	kinematische Viskosität
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\sigma$	[-]	empirische Standardabweichung
$\sigma$	[N/m]	Oberflächenspannung
$\omega$	[1/s]	Kreisfrequenz
$\xi$	[-]	Reibungskoeffizient

## Indizes

Zeichen	Bedeutung
F	Fluid
G	gasförmig
krit	kritisch
KM	Kältemittel
KT	Kälte Träger
L	flüssig
m	gemittelt
mix	Gemisch
NH <sub>3</sub>	Ammoniak
ph	Phase
pl	Platte
th	theoretisch
W	Wand
x	Messstelle Verdampfungsabschnitt $x = 1 \dots 7$
0	Bezugsgröße

## Kennzahlen

$\text{Bo} = \frac{g\rho_L d_h^2}{\sigma}$	Bond-Zahl
$\text{Bo}_{\text{hv}} = \frac{\dot{q}}{\dot{m}_A \Delta h_v}$	Boiling-Zahl
$\text{Ja} = \frac{c_p (T_W - T_F)}{\Delta h_v}$	Jacob-Zahl
$\text{Nu} = \frac{\alpha d_h}{\lambda}$	Nusselt-Zahl
$\text{Pr} = \frac{\eta c_p}{\lambda}$	Prandtl-Zahl
$\text{Re} = \frac{\dot{m}_A d_h}{\eta}$	Reynolds-Zahl
$\text{Re}_s = \frac{\dot{q} d_h}{\Delta h_v \eta_L}$	Reynolds-Zahl des Verdampfungsvorganges
$\text{X}_{\text{tt}} = \left( \frac{1 - \dot{x}}{\dot{x}} \right)^{0,875} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5} \left( \frac{\eta_L}{\eta_G} \right)^{0,125}$	Martinelli-Parameter

## Abkürzungen

DMM	Digitalmultimeter
GPIB	General Purpose Interface Bus
VI	Viskositätsindex

## 1 Einleitung

Plattenwärmeübertrager werden weit verbreitet in der Lebensmittel-, Energietechnik und der chemischen Industrie eingesetzt, da sie durch ihren kompakten und modularen Aufbau erhebliche Vorteile gegenüber anderen Wärmeübertragern haben. Sie bestehen aus Paketen gleichartiger, speziell geprägter dünnwandiger Metallbleche mit Dichtungen. In der am häufigsten verwendeten Bauform werden die Platten zwischen einer feststehenden Stativplatte und einer Spannplatte durch Zuganker zusammengehalten. Die Platten sind in der Regel rechteckig und enthalten vier Öffnungen an den Ecken, durch die die beiden beteiligten Medien in die zwei Kreisläufe eingeleitet werden. Die Fließspalte werden wechselseitig von den am Wärmeaustausch beteiligten Medien durchströmt. Häufig werden die Plattenwärmeübertrager einphasig durchströmt, jedoch werden sie auch immer häufiger als Kondensator oder Verdampfer eingesetzt. Für die einphasige Durchströmung liegen bereits gute Korrelationen vor, wie z.B. im VDI-Wärmeatlas [76], mit denen die Wärmeübergänge und der Druckverlust in den Apparaten recht genau bestimmt werden können.

Für eine zweiphasige Strömung in Plattenapparaten stehen nur sehr wenige Korrelationen zur Verfügung. Dadurch ist die Möglichkeit zur Vorausberechnung der Verdampferleistung und des zu erwartenden Druckverlustes zurzeit mit großen Unsicherheiten behaftet. Zudem ist die hohe Effizienz, wie sie beim einphasigen Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern (PWÜ) vorliegt, bei der Verdampfung noch nicht gegeben.

Mit Inkrafttreten des Verbots von Fluorchlorkohlenwasserstoffen (FCKW) und der Halonverbotsverordnung begann die Suche nach umweltfreundlichen Kältemitteln. Als Alternativkältemittel für Anlagen kleiner und mittlerer Leistung wurde Ammoniak neben den reinen Kohlenwasserstoffen wieder in den Mittelpunkt der Diskussion gerückt. Dies wurde unter anderem durch Neuentwicklungen bei den Kältemaschinenölen möglich. So gibt es mittlerweile ammoniaklösliche Öle, die eine trockene Expansionsverdampfung mit dem Kältemittel Ammoniak zulassen. Mit kältemittelunlöslichen Ölen bildet sich bei der trockenen Verdampfung ein Ölfilm auf der Verdampferwand, der den Verdampfungsprozess behindert. Bei löslichen Ölen wird das Ammoniak-Kältemaschinenöl vollständig verdampft und zum Verdichter zurückgeführt.

Ammoniak besitzt weiterhin weder ein direktes Ozonabbau- noch ein direktes Treibhauspotenzial. Seine hervorragenden thermodynamischen Eigenschaften machen es zu einem idealen Kältemittel. Nachteile von Ammoniak mit der Kältemittelbezeichnung R717 [56] sind seine Aggressivität gegenüber Kupfer, weshalb nur Edelstahlkomponenten in einer Ammoniak-Kälteanlage verwendet werden können. Außerdem ist Ammoniak schwierig zu handhaben, da dieses Kältemittel ätzend und giftig für den Menschen ist und eine mögliche Zündgrenze bei einem Gemisch von 15-28 Vol% mit Luft besitzt.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, durch Messungen des lokalen Wärmeübergangskoeffizienten die Vorhersagegüte der Korrelationen zur Vorausberechnung der Verdampferleistung bei vorgegebener Plattengeometrie und -zahl zu verbessern. Die lokalen Messungen sollen eine bessere Vorhersage des Wärmeüberganges in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte, sowie den Verlauf des Strömungsmassendampfgehaltes als Funktion der Lauflänge ermöglichen. Weiterhin sollen lokale Messungen des Druckverlustes die wenigen vorhandenen Daten für die Verdampfung von Fluiden in Plattenwärmeübertragern ergänzen.

Zur Durchführung der Messungen wird ein Versuchsstand mit 20 bis 160 kW Verdampferleistung im Temperaturbereich  $T_s = -20$  bis  $10$  °C aufgebaut und mit dem Kältemittel Ammoniak betrieben. Der Versuchsstand wird so konstruiert, dass neben einer trockenen überhitzten Verdampfung auch eine überflutete Verdampfung im Naturumlauf des Arbeitsfluides möglich ist. Die speziell konstruierte Teststrecke sieht einen symmetrisch beheizten Plattenspalt mit

---

mehreren unterschiedlich geschichteten Bilanzräumen vor. Die Stromführung ist sowohl im Gleich- wie auch im Gegenstrom möglich.

Der Kondensator im Kältekreis ist wie der Verdampfer ein Plattenwärmeübertrager in dem lokale Kondensationsvorgänge untersucht werden können. Im Kondensator genauso wie im Verdampfer wird als Kälte­träger ein Wasser-Ethylenglycol-Gemisch verwendet, das Frost- und Korrosionsschutz bietet. Beide Kälte­trägerkreise werden über Kreiselpumpen aus einem großen Vorratsbehälter gespeist.

Der Versuchsstand wird zur Sicherheit von einer Plexiglasschutzkabine umgeben, die im Fall einer Leckage das Ammoniak an der Ausbreitung in der Versuchshalle hindert. Weiterhin ist in der Kabine ein Gebläse installiert, das einen leichten Unterdruck erzeugt und austretendes Ammoniakgas auf das Dach der Versuchshalle leitet. Für größere Leckagen, bei denen flüssiges Ammoniak austritt, ist der Boden des Versuchsstandes mit einem PVC-Bodenbelag bestückt. Dieser ist an den Seiten erhöht, so dass sich eine Wanne bildet, in der sich das austretende Ammoniak sammelt. Das Kältemittel kann aufgrund der großen Fläche leicht verdampfen, um dann über den Ventilator abgesaugt zu werden.

## 2 Stand des Wissens

Der Einsatz von Plattenwärmeübertragern wird heutzutage in vielen Anwendungen den des Rohrbündelwärmeübertragers aufgrund seiner kompakten Bauweise vorgezogen. Jedoch ist die Geometrie und somit der Strömungsverlauf in den Plattenkanälen sehr viel komplexer als in Rohren, so dass die Korrelationen zur Auslegung des Apparates mit Unsicherheiten verbunden sind. Häufig können lediglich die Herstellerfirmen den einphasigen Wärmeübergang und Druckverlust aufgrund von Messungen hinreichend genau vorausberechnen. Noch größere Unsicherheiten ergeben sich bei Zweiphasenströmungen, die bis jetzt erst von wenigen Autoren genauer untersucht worden sind. Im Folgenden werden die bereits veröffentlichten und auch praktisch anwendbaren Korrelationen vorgestellt.

### 2.1 Berechnungsverfahren für den einphasigen Wärmeübergang und Druckverlust in Plattenwärmeübertragern

#### 2.1.1 Berechnung nach dem VDI-Wärmeatlas

Martin [49] gibt im VDI-Wärmeatlas [76] ein Berechnungsverfahren für den einphasigen Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern an, das sehr allgemein gefasst ist. Dieses Verfahren nutzt eine spezielle Form der Analogie zwischen Impuls- Wärme- und Stoffübertragung aus. Neben den geometrischen Größen hydraulischer Durchmesser  $d_h$  und der Plattenfläche  $A$  wird insbesondere die Abhängigkeit des Strömungswiderstandes vom Wellenmuster berücksichtigt. Das Berechnungsverfahren eignet sich für alle Platten mit einem sinusförmigen Wellenmuster. Charakteristisch für ein Muster sind die Amplitude  $\hat{a}$ , die Wellenlänge  $\Lambda$  und der Prägungswinkel  $\varphi$ , um den die Wellenkämme gegen die Hauptströmungsrichtung geneigt sind. Bild 2.1 zeigt schematisch die Winkel-Wellen-Prägung einer typischen Platte und die geometrischen Größen. Zwischen den Öffnungen und dem Bereich der Winkel-Wellen-Prägung befindet sich ein Einlaufbereich. Für die Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes  $\xi$  vom Winkel  $\varphi$  werden zunächst die beiden Grenzfälle der glatten ( $\varphi = 0^\circ$ ) und der welligen ( $\varphi = 90^\circ$ ) Längsströmung betrachtet.

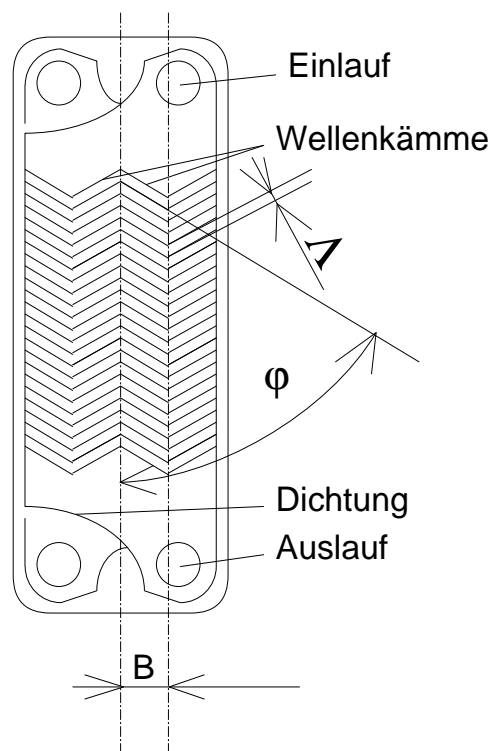


Bild 2.1: Plattenprägung

Der Fall der glatten Längsströmung ( $\varphi = 0^\circ$ ) lässt sich auf das Strömungsmodell der Rohrströmung von Lévêque [45] zurückführen:

$$\xi_0 = \begin{cases} \frac{B_0}{\text{Re}} & \text{Re} < 2000 \text{ (laminar)} \\ (1,8 \lg \text{Re} - 1,5)^{-2} & \text{Re} \geq 2000 \text{ (turbulent)} \end{cases} \quad (2.1)$$

Für die hydrodynamisch ausgebildete Rohrströmung gilt  $B_0 = 64$ . Es können aber auch andere Werte eingesetzt werden. Für die wellige Längsströmung wird das Berechnungsmodell von Focke et al. [29] angewandt. Der Widerstandsbeiwert ist danach nicht nur von der Reynoldszahl  $\text{Re}$ , sondern auch von der Phasenverschiebung der Wellenmuster zweier benachbarter Platten abhängig. Wenn benachbarte Platten in Phase liegen, ist der Spaltquerschnitt senkrecht zur Hauptströmungsrichtung konstant. In diesem Fall gilt  $\varphi = 90^\circ$  und

$$\xi_{1,0} = \begin{cases} \frac{B_1}{\text{Re}} + C_1 & \text{Re} < 2000 \text{ (laminar)} \\ \frac{K_1}{\text{Re}^n} & \text{Re} \geq 2000 \text{ (turbulent)} \end{cases} \quad (2.2)$$

Liegen die Platten gegenphasig ( $\varphi = \pi$ ), berühren sich die Wellenkämme, und der Querschnitt ist gesperrt:

$$\xi_{1,\pi} \rightarrow \infty \quad (2.3)$$

Die Abhängigkeit des Widerstandsbeiwertes für die wellige Längsströmung  $\xi_1$ , wird mit einem empirischen Faktor  $a$  von der Phasenverschiebung dargestellt:

$$\xi_1 = a \xi_{1,0} \quad (2.4)$$

Für die Anpassungsparameter  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $C_1$ ,  $K_1$ ,  $a$  und  $n$  schlägt Martin [49] folgende gemittelte Werte vor:

$$B_0 = 64 \quad B_1 = 597 \quad C_1 = 3,85 \quad K_1 = 39 \quad a = 3,8 \quad n = 0,289$$

In Plattenwärmeübertragern liegt der Prägungswinkel  $\varphi$  meist zwischen  $25^\circ$  und  $75^\circ$ . Die Eigenschaften der Strömung in solchen Platten müssen bei der Berechnung des Druckverlustes berücksichtigt werden. Dafür wird die folgende, von Martin [49] angegebene, Gleichung verwendet:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \varphi}{\sqrt{b \cdot \tan \varphi + c \cdot \sin \varphi + \frac{\xi_0}{\cos \varphi}}} + \frac{1 - \cos \varphi}{\sqrt{\xi_1}} \quad (2.5)$$

Der Aufbau von Gl. (2.5) ist ähnlich dem der Gleichung zur Berechnung des elektrischen Gesamtwiderstandes in einer Parallelschaltung von Einzelwiderständen. Den Einzelwiderständen entsprechen in der Gleichung die zwei Strömungsformen der welligen und glatten Längsströmung. Je nach Winkel der Prägung ist die Strömungsform vorherrschend, die den geringeren Widerstand aufweist. Bei kleinen Winkeln tritt die glatte Längsströmung auf. Die Strömungen entlang der Wellentäler in jeder Platte kreuzen sich dabei. Bei großen Winkeln geht die Strömung in die wellige Längsströmung über. Mit zunehmendem Winkel  $\varphi$  steigt der Kehrwert des ersten Summanden. Er berücksichtigt neben der ungestörten glatten Längsströmung, deren Weg um den Faktor  $\cos^{-1} \varphi$  verlängert ist, zwei bei beiden Strömungsformen vorkommende Effekte. Die beiden Effekte werden mit dem Term  $c \cdot \sin \varphi$  für die Kreuzung der Teilströme und mit dem Term  $b \cdot \tan \varphi$  für die Strömungsumkehr an den Rändern des Wellenmusters beschrieben.

Der Kehrwert des zweiten Summanden sinkt mit zunehmendem Winkel  $\varphi$ . Er stellt den Widerstand der welligen Längsströmung dar. Die in Gl. (2.5) enthaltenen empirischen Konstanten  $b$  und  $c$  hängen von geometrischen Parametern der Plattenstruktur ab. Bei einem Vergleich von veröffentlichten Druckverlustdaten ergeben sich die Mittelwerte  $b = 0,18$  und  $c = 0,36$ . Zur Berechnung des Wärmeüberganges wird die von Lévêque [45] angegebene asymptotische Lösung für die thermische Einlaufströmung mit ausgebildetem Geschwindigkeitsprofil,

$$\text{Nu} = 0,4038 \left( \xi \text{Re}^2 \frac{d_h}{L} \text{Pr} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.6)$$

mit  $d_h$  als hydraulischen Durchmesser verwendet. Nach Schlünder [62] ist diese Formel auch für den thermischen Anlauf in einer turbulenten Kanalströmung anwendbar. In Gl. (2.6) bildet  $L$  den Abstand zweier Kreuzungspunkte in einem Kanal. Beträgt der horizontale Abstand zweier senkrechter Reihen von Kreuzungspunkten  $s_K$ , so gilt

$$\sin \varphi = \frac{s_K}{L} \quad (2.7)$$

$$\cos \varphi = \frac{A}{2s_K}, \quad \text{und mit} \quad (2.8)$$

$$\sin 2\varphi = 2 \sin \varphi \cdot \cos \varphi \text{ ergibt sich} \quad (2.9)$$

$$L = \frac{A}{\sin 2\varphi}. \quad (2.10)$$

Der hydraulische Durchmesser  $d_h$  wird mit Hilfe der Amplitude  $\hat{a}$  und dem Flächenvergrößerungsfaktor  $\Phi$  berechnet:

$$d_h = \frac{4\hat{a}}{\Phi}. \quad (2.11)$$

Der Flächenvergrößerungsfaktor  $\Phi$  ist für ein sinusförmiges Wellenfeld mit

$$\Phi(X) = \frac{1}{6} \left( 1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2} \right) \quad (2.12)$$

lediglich von der Wellenzahl  $X$  abhängig, die mit

$$X = \frac{2\pi\hat{a}}{A} \quad (2.13)$$

definiert ist. Mit Hilfe von Gl. (2.6) kann somit der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  mit der Definition der Nusselt-Zahl berechnet werden:

$$\alpha = \frac{\text{Nu}\lambda}{d_h}. \quad (2.14)$$

Zur Berechnung des Druckverlustes im Plattenspalt wird der Druckverlustbeiwert  $\xi$  aus Gl. (2.5) benötigt. Der Druckverlustbeiwert ist definiert zu:

$$\xi = \frac{2\Delta p d_h}{\rho w^2 L_p}. \quad (2.15)$$



Hierin stellt  $L_p$  die Länge der Platte dar und  $w$  die Geschwindigkeit des Fluids. Erweitert man die linke Seite von Gl. (2.15) um  $Re^2$  ergibt sich mit

$$\xi Re^2 = \frac{2\Delta p d_h^3 \rho}{L_p \eta^2} \quad (2.16)$$

eine direkte Analogie zwischen Impuls- und Wärmeaustausch (siehe Gl. (2.6)) [49].

### 2.1.2 Berechnung nach dem Heat Exchanger Design Handbook (USA)

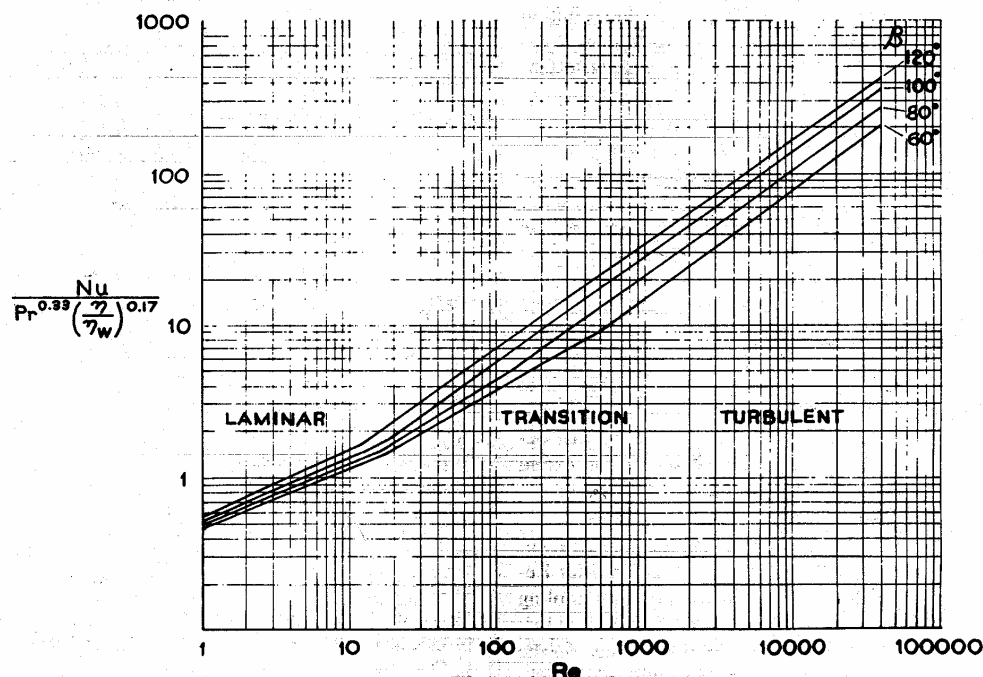
Eine andere Berechnungsgrundlage zur Bestimmung des einphasigen Druckverlustes und Wärmeüberganges in einem Plattenwärmeübertrager schlägt Kumar [43] im Heat Exchanger Design Handbook vor [34]. Für den Wärmeübergang werden Berechnungsformeln angegeben, die abhängig von der einphasigen Strömungsform sind. So wird in Platten mit sog. „Waschbrettmuster“ für turbulente Strömung die Nusselt-Zahl mit

$$Nu = 0,2 Re^{0,67} Pr^{0,4} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,1} \quad (2.17)$$

angegeben. Hierin bedeuten  $Re$  die Reynolds-Zahl und  $Pr$  die Prandtl-Zahl. Das Verhältnis  $(\eta/\eta_w)$  gibt die dynamische Viskosität des wärmeübertragenden Fluids im Kern der Strömung zur Viskosität an der Wand an. Hierdurch wird die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte berücksichtigt.

Für den Fall einer laminaren Strömung ändern sich die Koeffizienten zu

$$Nu = 0,29 (Re Pr)^{0,4} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,1} \quad (2.18)$$



**Bild 2.2:** Wärmeübergangscharakteristik für Platten mit verschiedenen Winkel Wellenprägungen (Der Winkel  $\beta$  entspricht hier  $\varphi$  aus Kapitel 2.1.1) Kumar [43]

Der Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung in Platten hängt anders als in Rohren nicht allein von der Reynolds-Zahl ab. Je nach Geometrie und Wellung kann der Umschlagspunkt

variieren bzw. sich ein breiter Übergangsbereich bilden. Im Übergangsbereich müssen die Wärmeübergangskoeffizienten für diese Art der Plattenprägung zwischen laminarer und turbulenter Strömung interpoliert werden.

Für Platten mit Winkel-Wellen-Prägung (engl. chevron plate) wie in Bild 2.1 dargestellt, gibt Kumar [43] folgende Gleichung für den Wärmeübergang an:

$$\text{Nu} = B \text{Re}^S \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.17} \quad (2.19)$$

Hierbei sind nach Taborek [68]  $B$  und  $S$  Parameter, die von der Strömungsform und der Winkelprägung der Platte abhängen. Im Bild 2.2 wird für Winkelprägungen von  $\varphi = 60^\circ$  bis  $120^\circ$  die modifizierte Nusselt-Zahl in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl dargestellt. Der Übergangsbereich bewegt sich zwischen  $\text{Re} = 10$  und  $1000$ . Unterhalb einer Reynolds-Zahl von  $10$  kann man von vollständig laminarer Strömung ausgehen. Oberhalb von  $\text{Re} = 1000$  ist sie in Bild 2.2 als turbulent zu betrachten.

Um den Druckverlust in einem Plattenpaket zu berechnen, gibt das Heat Exchanger Design Handbook [43] analog zum VDI-Wärmeatlas in Gl. (2.15) die folgende Gleichung an:

$$\Delta p = \frac{2 f \dot{m}^2 L_p N_p}{\rho d_h} \left( \frac{\eta}{\eta_w} \right)^{-0.17}. \quad (2.20)$$

Hierin ist  $f$  der sog. *fanning* oder *friction factor*, der dem Widerstandsbeiwert  $\xi = 4 \cdot f$  entspricht. Lediglich  $N_p$  steht für die Anzahl der Plattenkanäle und ist somit eine Erweiterung der Definition des Druckverlustes für einen Kanal nach Gl. (2.15). Die Temperaturabhängigkeit der Viskosität  $\eta$  des Fluids findet durch den Term in der Klammer von Gl. (2.20) Berücksichtigung.

Für Platten mit Waschbrett-Prägung wird der friction factor  $f$  für turbulente Strömung durch

$$f = \frac{1,17}{\text{Re}^{0,27}} \quad (2.21)$$

angegeben und für die laminare Strömung mit

$$f = \frac{32}{\text{Re}}. \quad (2.22)$$

Die Werte, die sich aus diesen beiden Gleichungen ergeben, sind aber aufgrund der großen Unterschiede bei der Form und Geometrie der handelsüblichen Waschbrett-Prägung nur als Anhaltswerte zu betrachten. Genauere Vorhersagen über Wärmeübergang und Druckverlust können nur durch Versuche mit einer Plattengeometrie gemacht werden.

Cooper und Usher [17] geben für die Berechnung des Druckverlustes und des Wärmeüberganges in Platten mit Waschbrett-Prägung andere Koeffizienten für die Gleichungen (2.18), (2.21) und (2.22) an. Lediglich für den Wärmeübergang bei turbulenter Strömung nach Gl. (2.17) sind die Koeffizienten mit denen nach Kumar [43] identisch.

Für Platten mit Winkel-Wellenprägung kann dagegen der friction factor  $f$  mit Hilfe von Bild 2.3 recht genau bestimmt werden. Je kleiner der Winkel  $\varphi$  der Prägung ist, desto kleiner ist auch der Druckverlust, aber umso größer wird der Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Platten mit Winkel-Wellen-Prägung haben bei vergleichbaren Reynolds-Zahlen höhere Reibungsbeiwerte als Rohre. Jedoch wird dieser Nachteil durch die hohe spezifische Übertragungsleistung der Platten wieder ausgeglichen, so dass Plattenwärmeübertrager häufig sogar einen geringeren Druckverlust als Rohrbündelwärmeübertrager mit gleicher Leistung haben.

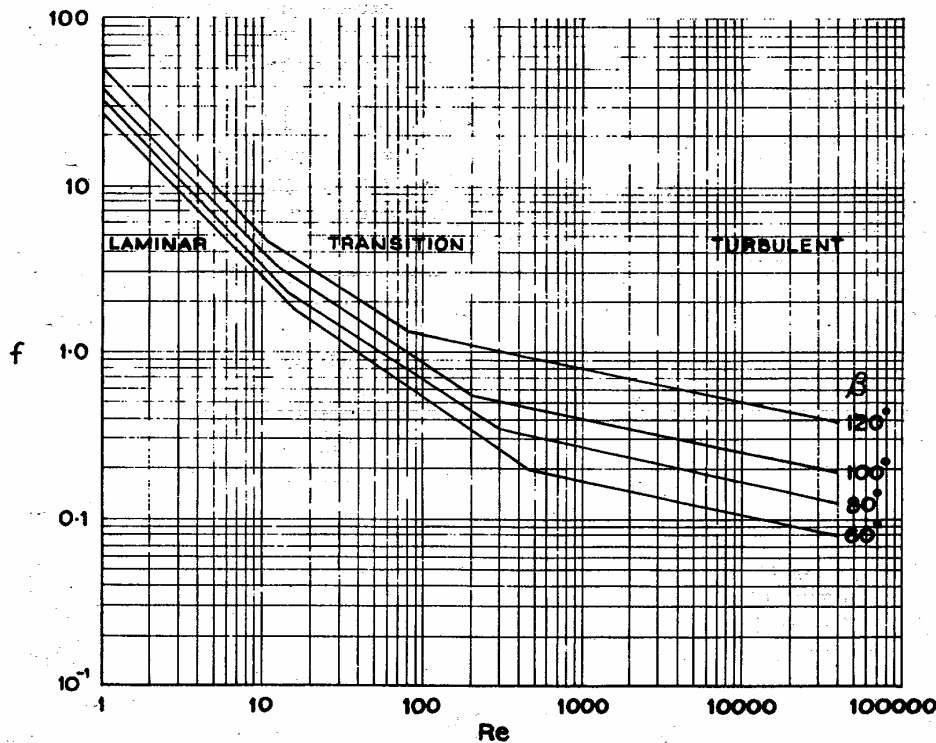


Bild 2.3: Abhängigkeit des friction factors von der Reynolds-Zahl bei Platten mit Winkel-Wellenprägung (Der Winkel  $\beta$  entspricht hier  $\varphi$  aus Kapitel 2.1.1) nach Kumar [43]

## 2.2 Berechnungsverfahren für den zweiphasigen Wärmeübergang

In der Literatur sind nur wenige Korrelationen zur Berechnung des zweiphasigen Wärmeüberganges in Plattenwärmeübertragern bekannt. Zum Teil werden Ansätze aus dem Bereich des Strömungs- oder Behältersiedens zur Berechnung des zweiphasigen Wärmeüberganges in Plattenwärmeübertragern übernommen. Engelhorn u.a. [26] vergleicht seine Messwerte an Plattenverdampfern mit dem Ansatz von Gorenflo [32] für das Behältersieden und dem Ansatz von Slipcevic [63], der das Blasensieden in natürlicher Strömung untersucht. Feldman u.a. [27] unterteilt die Verdampfung in Plattenwärmeübertragern analog zum Strömungssieden in die Bereiche konvektives Sieden und Blasensieden. Hierzu überprüft er seine Messwerte mit den Korrelationen von Cooper [16] und Gorenflo [32] für den Bereich des Blasensiedens. Für das konvektive Sieden verwendet Feldman u.a. den Ansatz von Chen [14]. Ein Vergleich von vorhandenen Messdaten mit den hier vorgestellten Berechnungsansätzen zeigt keine Übereinstimmung (siehe Kapitel 2.3).

Für den Übergang vom Blasen- zum konvektiven Sieden gibt Thonon et al. [69] folgendes Kriterium für Verdampfungsvorgänge in Plattenwärmeübertragern an:

$$Bo_{hv} \cdot X_{tt} > 0,15 \cdot 10^{-3} \quad \text{Blasensieden überwiegt} \quad (2.23)$$

$$Bo_{hv} \cdot X_{tt} < 0,15 \cdot 10^{-3} \quad \text{konvektives Sieden überwiegt.} \quad (2.24)$$

$Bo_{hv}$  bildet hierin die Boiling-Zahl und  $X_{tt}$  den Martinelli-Parameter. Die beiden Kennzahlen werden aus

$$Bo_{hv} = \frac{\dot{q}}{\dot{m}_A \Delta h_v} \quad (2.25)$$

und

$$X_{tt} = \left( \frac{1-\dot{x}}{\dot{x}} \right)^{0,875} \left( \frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0,5} \left( \frac{\eta_L}{\eta_G} \right)^{0,125} \quad (2.26)$$

gebildet. In Gl. (2.25) bedeutet  $\dot{q}$  die Wärmestromdichte, die sich auf die wärmeübertragende Verdampferfläche bezieht. Die Massenstromdichte  $\dot{m}_A$  ist der Massenstrom pro Kanal dividiert durch den Strömungsquerschnitt.  $\Delta h_v$  ist die Verdampfungsenthalpie des verdampfenden Fluides. In Gl. (2.26) stellt  $\dot{x}$  den Strömungsmassendampfgehalt des Verdampfungsvorganges dar.  $\eta$  und  $\rho$  stehen für die dynamische Viskosität bzw. Dichte der Gas- (Index  $G$ ) und Flüssigphase (Index  $L$ ).

Das Übergangskriterium gilt nach Thonon [69] sowohl für geprägte als auch für glatte Platten. Dennoch ist anzunehmen, dass dieses empirische Kriterium nach Gl. (2.23) und (2.24) von der Kanalgeometrie abhängt. Osterberger u.a. [55] vergleichen seine Messwerte für die Verdampfung von R22 in Plattenwärmeübertragern mit der Korrelation von Steiner [64] für das Blasensieden in senkrechten Rohren. Weiterhin stellt Osterberger eine Gleichung von Danilova et al. [19] für den zweiphasigen Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern vor.

Danilova [19] hat den Wärmeübergang beim Sieden von Kältemitteln an einer Vielzahl von Plattengeometrien theoretisch und experimentell untersucht. Die Versuche wurden mit den Kältemitteln R12, R22, R113 und R717 (Ammoniak), sowie mit R22- und R113-Öl-Gemischen durchgeführt. Die Randbedingungen für die Ammoniak-Messungen waren Siedetemperaturen von  $T_s = -10$  bis  $+10$  °C und Wärmestromdichten zwischen  $\dot{q} = 1,5$  und  $17$  kW/m<sup>2</sup>. Die Versuche erfolgten bei vollständiger sowie bei überfluteter Verdampfung. Gemessen wurden die örtlichen sowie die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten und der kältemittelseitige Druckabfall. In Bereichen des Verdampfungsvorganges, in denen das Blasensieden überwiegt, gilt demnach

$$Nu = 4,2 Re_G^{0,3} Bo^{0,33} Re_s^{0,2} \quad (2.27)$$

Hierin stellt  $Re_G = \frac{w_G d_h}{\nu_G}$  die Reynolds-Zahl der Gasphase, (2.28)

mit der Bezugsgeschwindigkeit

$$w_G = \frac{\dot{x} \cdot \dot{m}_A}{\rho_G}, \quad (2.29)$$

$$Bo = \frac{g \rho_L d_h^2}{\sigma} \quad \text{die Bond-Zahl und} \quad (2.30)$$

$$Re_s = \frac{\dot{q} d_h}{\Delta h_v \eta_L} \quad \text{die Re-Zahl des Verdampfungsvorganges} \quad (2.31)$$

dar. In den Kennzahlen wird für  $\dot{x}$  der Strömungsmassendampfgehalt,  $\dot{m}_A$  für die Massenstromdichte, für  $\eta$  und  $\nu$  die dynamische bzw. kinematische Viskosität, für  $\rho$  die Dichte, für  $\sigma$  die Oberflächenspannung, für  $g$  die Erdbeschleunigung, für  $\dot{q}$  die Wärmestromdichte und für  $\Delta h_v$  die Verdampfungsenthalpie des Fluides gesetzt. Die Indizes  $G$  und  $L$  bilden erneut die Abkürzung für Gas- bzw. Flüssigphase. Der hydraulische Durchmesser des Verdampfungspaltes wird mit  $d_h$  bezeichnet.

Während der Verdampfung eines Fluides in einem Plattenwärmeübertrager nimmt der Strömungsmassendampfgehalt  $\dot{x}$  zu und somit nach den Gln. (2.29) und (2.27) auch die Nusselt-

Zahl. Für die Auslegung von Plattenverdampfern wird deshalb der Wärmeübergangskoeffizient nach Gl. (2.27) lokal für verschiedene Verdampfungsabschnitte berechnet. Anschließend werden die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{2\text{ph,lokal}}$  mit

$$\alpha_{2\text{ph,m}} = \frac{\sum_i \alpha_{2\text{ph,lokal}}}{i} \quad (2.32)$$

über den gesamten Verdampfungsvorgang zu  $\alpha_{2\text{ph,m}}$  gemittelt.

In der Literatur werden weitere Korrelationen zur Auslegung von Plattenverdampfern vorgeschlagen, die jedoch nicht explizit für Plattenverdampfer entwickelt worden sind. So wird u.a. das Berechnungsverfahren für senkrechte Verdampferrohre von Steiner [64] von Osterberger [55] für die Berechnung des Wärmeüberganges in einem mit R22 betriebenen Plattenverdampfer herangezogen. Das Berechnungsverfahren von Steiner [64] besteht aus einem konvektiven Wärmeübergang  $\alpha_k$  und einem Blasensiedeanteil  $\alpha_B$ , die durch

$$\alpha = \sqrt[3]{\alpha_k^3 + \alpha_B^3} \quad (2.33)$$

gemittelt werden. Hierbei wird der mittlere Wärmeübergangskoeffizient des Blasensiedens mit

$$\frac{\alpha_B}{\alpha_0} = C_F \left( \frac{\dot{q}}{\dot{q}_0} \right)^{n(p^*)} F(p^*) \left( \frac{d_0}{d_h} \right)^{0,4} \left( \frac{R_p}{R_{p0}} \right)^{0,133} \quad (2.34)$$

bestimmt. In Gl. (2.34) wird mit  $\alpha_0$  der auf den normierten Siededruck  $p_0^* = 0,1$ , auf die normierte Rauigkeit  $R_{p0} = 1 \mu\text{m}$  und auf den normierten Rohrrinnendurchmesser  $d_0 = 10 \text{ mm}$  bezogene Wärmeübergangskoeffizient bezeichnet. Es gilt außerdem die normierte Wärmestromdichte  $\dot{q}_0$ . Diese beträgt für Kältemittel und organische Stoffe  $\dot{q}_0 = 20 \text{ kW/m}^2$ , bzw. für Wasser und Ammoniak  $\dot{q}_0 = 150 \text{ kW/m}^2$ .

Die Eigenschaften der siedenden Flüssigkeit werden durch die Größe  $C_F$  berücksichtigt und hängen von ihrer Molmasse  $M$  in der Form

$$C_F = 0,36M^{0,27} \quad (2.35)$$

ab. Bezeichnet man mit  $p_s$  den Verdampfungsdruck und mit  $p_{\text{krit}}$  den kritischen Druck, so gilt für den normierten Druck

$$p^* = p / p_{\text{krit}} \quad (2.36)$$

Für organische Stoffe (z.B. Wasser und R717), Kohlenwasserstoffe und halogenierte Kohlenwasserstoffe (z.B. R11, R12, R22, R113, R115) gilt:

$$n(p^*) = 0,80 - 0,1 \cdot 10^{0,76(p^*)} \quad (2.37)$$

Die relative Druckabhängigkeit des Wärmeübergangs beim Blasensieden wird durch die Beziehung

$$F(p^*) = 2,816 \cdot (p^*)^{0,45} + (p^*)^{3,7} \cdot \left[ 3,4 + \frac{1,7}{1 - (p^*)^7} \right] \quad (2.38)$$

beschrieben. Blasensieden kann nach [64] aber erst entstehen, wenn die Wärmestromdichte am Blasenentstehungspunkt (engl. onset of nucleate boiling)

$$\dot{q}_{\text{onb}} = \frac{2T_s \sigma \alpha_{L0}}{r_{\text{krit}} \rho_G \Delta h_v} \quad (2.39)$$

überschritten wird. Die Rauigkeit der Heizwand wird für alle Heizflächen mit  $r_{\text{krit}} = 0,3 \cdot 10^{-6}$  m angenommen.  $T_s$  ist die Siedetemperatur und  $\alpha_{L0}$  der lokale einphasige Wärmeübergangskoeffizient. Der konvektive Anteil des gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten wird mit Hilfe von

$$\frac{\alpha_K}{\alpha_{L0}} = \left\{ (1 - \dot{x})^{0,01} \left[ (1 - \dot{x})^{1,5} + 1,9 \dot{x}^{0,6} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,35} \right]^{-2,2} + \dot{x}^{0,01} \left[ \frac{\alpha_{G0}}{\alpha_{L0}} \left( 1 + 8(1 - \dot{x})^{0,7} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0,5} \quad (2.40)$$

bestimmt.  $\alpha_{L0}$  und  $\alpha_{G0}$  sind die lokalen einphasigen Wärmeübergangskoeffizienten, wenn das Fluid mit der Massenströmdichte  $\dot{m}_A$  jeweils als Flüssigkeit (L) oder Dampf (G) vorliegen würde.

### 2.3 Vergleich bekannter Korrelationen mit vorhandenen Messdaten

In Bild 2.4 werden die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten von Yan u.a. [82] über dem Strömungsmassendampfgehalt aufgetragen und mit den in Kapitel 2.2 vorgestellten Verfahren verglichen. Yan hat die Verdampfung von R134a in Plattenwärmeübertragern untersucht. Die Randbedingungen der Verdampfung sind in Bild 2.4 unten links dargestellt.

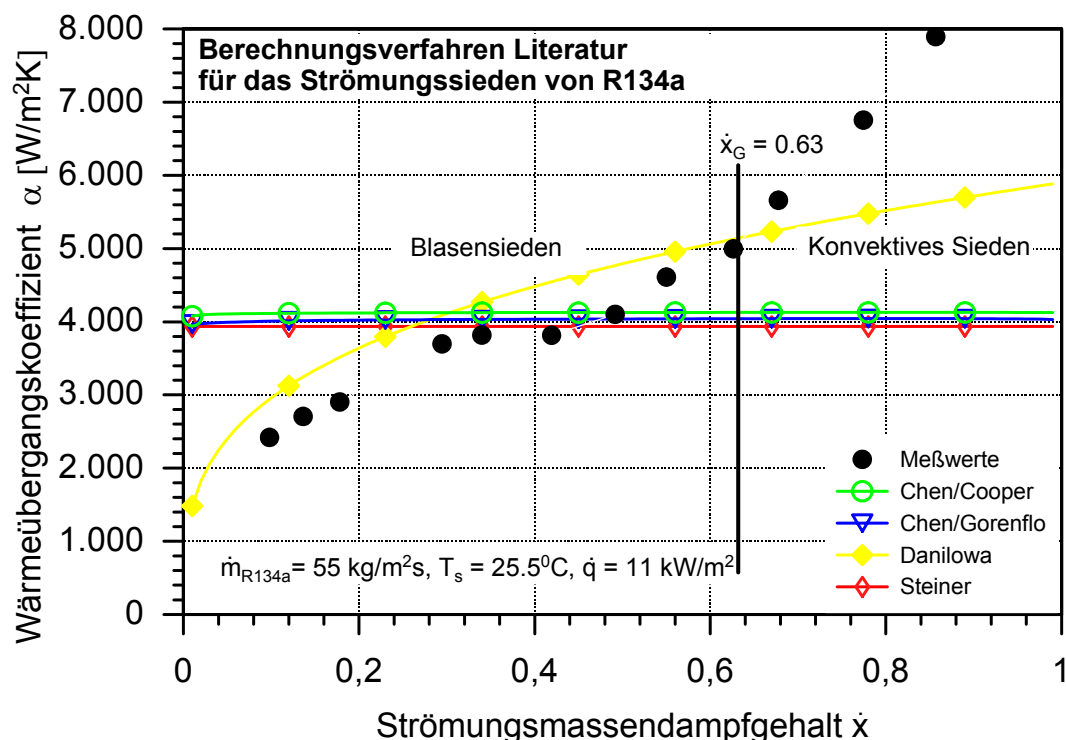


Bild 2.4: Vergleich der Messwerte von Yan u.a. [82] mit verschiedenen Berechnungsvorschlägen aus der Literatur für den zweiphasigen Wärmeübergang in Plattenverdampfern

Seine Messwerte zeigen eine gute Übereinstimmung mit dem Berechnungsverfahren von Danilova [19] nach Gl. (2.27) bis zu einem Strömungsmassendampfgehalt von  $\dot{x} = 0,8$ . Mit  $\dot{x}_G = 0,63$  ist in Bild 2.4 die Grenze vom Blasen- zum konvektiven Sieden nach den Gln. (2.23) und (2.24) eingetragen. Die Verfahren von Steiner, Chen/Gorenflo sowie Chen/Cooper sind

kombinierte Verfahren, die sowohl einen konvektiven, wie auch einen Blasensiedeanteil berücksichtigen.

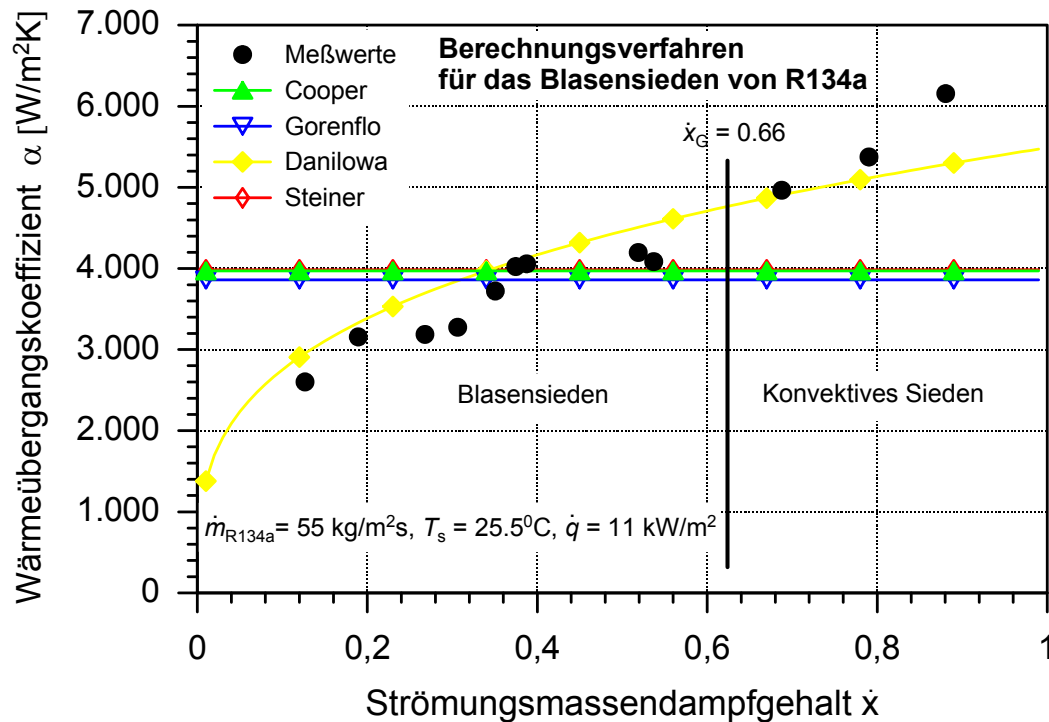


Bild 2.5: Vergleich der Messdaten von Yan [82] mit verschiedenen Berechnungsverfahren für das Blasensieden

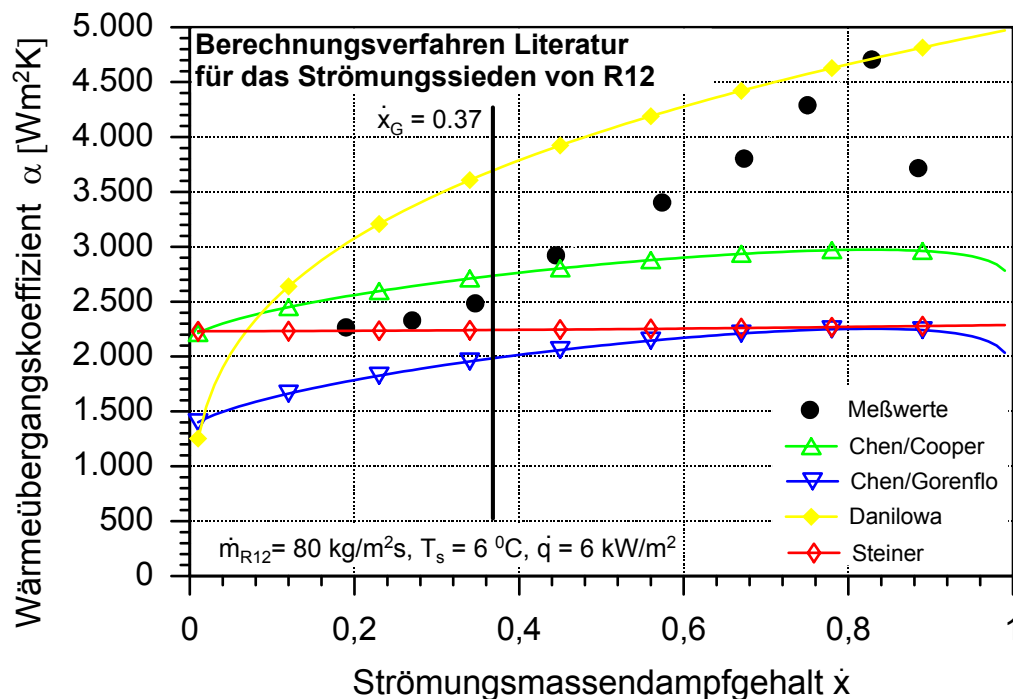


Bild 2.6: Vergleich der Messwerte von Ohara et al. [54] mit Berechnungsverfahren für den zweiphasigen Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern

Nur der Berechnungsansatz von Danilowa gibt näherungsweise den Verlauf der Messdaten zufrieden stellend wieder. Da die meisten Messwerte von Yan u.a. nach dem Kriterium von Thonon [69] im Bereich des Blasensiedens liegen, wird in Bild 2.5 ein Vergleich der Messdaten mit dem Blasensiedeanteil der Berechnungsverfahren angestrebt. Bis auf den Berechnungsansatz

von Danilova geben auch die Anteile der Berechnungsverfahren für das Blasensieden in Bild 2.5 die Messdaten nur unzureichend wieder. Also sind auch die Blasensiedeanteile der kombinierten Verfahren nicht geeignet, den Wärmeübergang einer zweiphasigen Strömung unter den hier vorliegenden Bedingungen in ausreichender Form zu berechnen.

In Bild 2.6 wird ein weiterer Vergleich der Berechnungsansätze mit den Messdaten von Ohara et al. [54] angestrebt. Ohara et al. hat die Verdampfung von R12 in flachen berippten Kanälen untersucht. Bild 2.6 zeigt für kleine bis mittlere Strömungsmassendampfgehalte starke Abweichungen der nach Danilova berechneten Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber den gemessenen.

Für höhere Dampfgehalte, die aber im Bereich des konvektiven Siedens liegen, geben die berechneten Werte mit der Gleichung von Danilova nur ausreichend den Verlauf der von Ohara et al. [54] ermittelten Werte wieder. Alle anderen aufgeführten Verfahren lassen sich lediglich für einen sehr kleinen Parameterbereich anwenden. Für diese Verfahren ist eine Modellertüchtigung durch Anpassung an Messdaten wünschenswert.

## 2.4 Modelle zur Berechnung des zweiphasigen Druckverlustes

Zur Berechnung des Druckverlustes in Plattenverdampfern mit Winkel-Wellen-Prägung gibt es in der Literatur noch weniger Ansätze, als für die Bestimmung des zweiphasigen Wärmeüberganges. Yan u.a. [82] gibt für den zweiphasigen Druckverlust eine empirische Gleichung in Abhängigkeit von der Reynolds- Zahl und des Strömungsmassendampfgehaltes an. Der zweiphasige Druckverlust wird nach Tribbe u.a. [73] mit Hilfe des einphasigen Druckverlustes berechnet. Dieser wird mit einer empirischen Korrelation, der sog.  $C$ -Koeffizienten-Methode, die abhängig vom Martinelli- Parameter  $X_{tt}$  ist, multipliziert. Der zweiphasige Druckverlust wird somit durch

$$\Delta p_{2ph} = \Delta p_{1ph} \left( 1 + \frac{C}{X_{tt}} + \frac{1}{X_{tt}^2} \right) \quad (2.41)$$

berechnet. Für den Parameter  $C$  wird der Wert  $C = 8$  vorgeschlagen. Da der Martinelli-Parameter nach Gl. (2.26) nur für einen Strömungsmassendampfgehalt gilt, muss für einen Verdampfungsvorgang der zweiphasige Druckverlust abschnittsweise berechnet werden. Hierzu wird die Platte in mehrere Verdampfungsabschnitte unterteilt. Anschließend wird der Druckverlust für jeden Abschnitt berechnet und mit den anderen Verlusten zum Gesamtdruckverlust addiert. Gl. (2.41) besitzt den Nachteil, dass in Bereichen hoher Strömungsmassendampfgehalte ( $\dot{x} \rightarrow 1$ ) der Martinelli-Parameter sehr klein wird und so der Druckverlust gegen unendlich strebt. Außerdem kann der verwendete Koeffizient  $C$  in der Gleichung nur empirisch angepasst werden und es wird keine Aussage über die Geometrie des Plattenkanals gemacht.

Weiterhin hat Kreissig u.a. [41] lediglich den Druckverlust von verdampfendem Wasser und Wasser/CMC-Lösungen in Plattenwärmeübertragern untersucht. Wie in der Korrelation von Tribbe [73] ist der zweiphasige Druckverlust bei Kreissig vom einphasigen  $\Delta p_L$  mit

$$\left( \frac{\Delta p}{\Delta l} \right)_{2ph} = \frac{f \cdot \dot{M}}{(\rho_L + \rho_G (1 - \lambda)) L} \quad (2.42)$$

durch den „friction factor“  $f$

$$f = \frac{\Delta p_L \rho_L d_h}{2 L N_p \dot{m}_A} \quad (2.43)$$



---

und

$$\lambda = \frac{1 - \dot{x}}{1 + \dot{x} \left( \frac{\rho_L}{\rho_G} - 1 \right)} \quad (2.44)$$

abhängig.

Hierbei ist zwischen dem Massenstrom  $\dot{m}_{\text{sp}}$  in Gl. (2.42) pro Kanal und der auf den Strömungsquerschnitt bezogenen Massenstromdichte  $\dot{m}_A$  in Gl. (2.43) zu unterscheiden.  $N_p$  stellt die Anzahl der Kanäle, durch die das verdampfende Fluid strömt, dar. Aufgrund der kaum vorhandenen Messdaten ist eine genaue Berechnung des Druckverlustes in Plattenverdampfern zurzeit kaum möglich. Dies hat zur Folge, dass die Plattenwärmeübertrager in der Praxis häufig zu groß ausgelegt werden.

### 3 Das Kältemittel Ammoniak

Ammoniak (NH<sub>3</sub>)-Kälteanlagen sind so lange bekannt wie die industrielle Kältetechnik selbst. NH<sub>3</sub> gehört zu den klassischen Kältemitteln und neben Propan, Isobutan und CO<sub>2</sub> auch zu den natürlichen Kältemitteln. Die natürlichen Kältemittel haben den Vorteil, dass sie relativ günstig in der Anschaffung sind und bei der Entsorgung keine Probleme bereiten. Trotz der breiten Anwendung von FCKW in den letzten Jahrzehnten hat Ammoniak (R717) seine Bedeutung als industrielles Kältemittel nicht verloren. Ammoniak bietet mit seinen ausgezeichneten thermodynamischen, wärmetechnischen und betriebstechnischen Eigenschaften gegenüber allen anderen Kältemitteln entscheidende Vorteile. Aufgrund der hohen spezifischen Verdampfungsenthalpie kann Ammoniak mit weitaus geringerem Energieaufwand Kälte erzeugen als andere Kältemittel. Die hohe volumetrische Kälteleistung hat geringe Durchflussmengen zur Folge und die in den Kälteanlagen auftretenden Drücke ergeben günstige Abmessungen der Verdichter und Wärmetauscher [18]. Zudem ist Ammoniak im Gemisch mit Luft auch nur in sehr geringen Konzentrationsgrenzen zündfähig. Die elektrischen Bauteile in einer Ammoniak-Kälteanlage benötigen deshalb auch keinen Explosionsschutz wie bei anderen Anlagen mit natürlichen Kältemitteln (Butan oder Propan).

<i>Handelsname</i>	Ammoniak, wasserfrei		
<i>Formel</i>	NH <sub>3</sub>		
<i>Chemische Charakterisierung</i>	CAS 7664-41-7		
<i>Kältemittelbezeichnung</i>	R717		
<i>Form</i>	unter Druck verflüssigtes Gas		
<i>Farbe</i>	farblos		
<i>Geruch</i>	charakteristisch stechend		
<i>Schmelzpunkt</i>	-77,7 °C		
<i>Siedepunkt</i>	-33,4 °C		
<i>Dampfdruck</i>	8,57 bar		(20 °C)
	20,34 bar		(50 °C)
<i>Dichte</i>	0,682 kg/l	flüssig	(1,013 bar, -33 °C)
	0,771 kg/m <sup>3</sup>	gasförmig	(1,013 bar, 0 °C)
<i>Löslichkeit in Wasser</i>	517 g/l		(20 °C)
	407 g/l		(30 °C)
<i>Molare Masse</i>	17,04 kg/kmol		
<i>Geruchsschwelle</i>	5 ppm (3,5 mg/m <sup>3</sup> )		
<i>MAK-Wert</i>	50 ppm (35 mg/m <sup>3</sup> )		
<i>Belästigung</i>	250 ppm (175 mg/m <sup>3</sup> )		
<i>Erträglichkeitsgrenze</i>	500-1000 ppm (350-700 mg/m <sup>3</sup> )		
<i>Gefahr bei Kurzeinwirkung</i>	2500 ppm (1750 mg/m <sup>3</sup> )		
<i>Tod durch Atemstillstand</i>	> 5000 ppm (3500 mg/m <sup>3</sup> )		
<i>Zündtemperatur</i>	651 °C		
<i>Explosionsgrenzen</i>	15-28 Vol%		

Tabelle 3.1: Physikalische, sicherheitstechnische und physiologische Stoffdaten von Ammoniak

Seine toxischen Eigenschaften sowie die in engen Grenzen mögliche Brand- und Explosionsgefahr haben seinen Einsatz bei Haushalts-Kühlanlagen jedoch zugunsten unbrennbarer Kältemittel stark reduziert. Wissenschaftliche Erkenntnisse haben die globale Umweltschädlichkeit aufgrund des Ozonabbaupotenzials der FluorChlorKohlenwasserstoffe-Kältemittel bestätigt. Seit dem Inkrafttreten der FCKW-Verbotsverordnung (1994), dürfen deshalb keine neuen Kälteanlagen mit FCKW betrieben werden. Als Ersatz für die FCKW werden in den letzten Jahren vielfach FKW, wie R134a, R125 oder R32 bzw. azeotrope

Gemische wie R507 und R404A verwendet. Diese „neuen“ Kältemittel besitzen zwar kein Ozonabbaufaktor (ODP), jedoch ein Treibhauspotenzial (GWP) durch die in der Kältemittelstruktur enthaltenen Kohlenwasserstoffverbindungen. Deshalb bietet sich das altbewährte Ammoniak, das weder ein Ozonschädigungs- noch ein Treibhauspotential besitzt, als ideales „Ersatzkältemittel“ an [18].

### 3.1 Stoffdaten

Die wichtigsten physikalischen und thermodynamischen Stoffdaten von Ammoniak sind in Tabelle 3.1 zusammengestellt [18]. Die in der Programmiersprache Fortran programmierten institutseigenen Berechnungsroutinen zur Bestimmung der Stoffdaten im Kältekreis werden in Kapitel 7.3 erläutert.

### 3.2 Werkstoffverträglichkeit

#### 3.2.1 Konstruktionswerkstoffe

Für Ammoniak-Maschinen und –Apparate sind Eisen und Stahl geeignet. Tabelle 3.2 weist die Beständigkeit verschiedener Werkstoffe gegenüber wasserfreiem Ammoniak (NH<sub>3</sub>) aus. Wasser ist im flüssigen NH<sub>3</sub> in sehr hohem Maße unter Dampfdruckerniedrigung löslich. Gleichzeitig erniedrigt das im Wasser gelöste NH<sub>3</sub> den Gefrierpunkt der Lösung stark. Dies ist wichtig für NH<sub>3</sub>-Adsorptions-Kältemaschinen, um bei nicht verhinderbarem Übertritt von Wasser in den Verdampfer einen Betriebsausfall zu vermeiden. Bei zu hohen Wassergehalten treten insbesondere an den Druckventilen der Kältemittelverdichter Zerstörungen durch Erosionen auf [18].

<i>Aluminium</i>	beständig
<i>Blei</i>	beständig
<i>Zink</i>	nicht beständig
<i>Zinn</i>	beständig
<i>Kupfer und –legierungen</i>	
<i>(Messing, Bronze)</i>	nicht beständig
<i>Eisen und Stahl</i>	beständig

Tabelle 3.2: Beständigkeit verschiedener Werkstoffe gegenüber Ammoniak

#### 3.2.2 Dichtungswerkstoffe

Die Dichtungswerkstoffe müssen eine hohe Druckstand- und Reißfestigkeit haben und beständig gegen Ammoniak und Kältemaschinenöl sein. Anstelle der bisher gebräuchlichen Flachdichtungen werden jetzt asbestfreie Faserdichtungen mit hoher Gasdichtheit, z.B. Klingersil 4400<sup>®</sup> der Firma Klinger oder Centellen NP<sup>®</sup> der Firma Hecker, eingesetzt.

Als öl- und ammoniakbeständige Elastomerdichtung (z.B. für O-Ring-Dichtungen) haben sich Perbunan N<sup>®</sup> der Firma Bayer ebenso wie Dichtungen aus Fluor-Elastomer (Neopren) bestens bewährt.

#### 3.2.3 Ölverträglichkeit

Die Problematik von gelöstem/ungelöstem Kältemaschinenöl im Ammoniak in Kälteanlagen wird ausführlich im Kapitel 8 erörtert.

### 3.3 Sicherheit und Umweltschutz

Ammoniak ist ein Stoff, der auch in der Natur durch biologische Vorgänge entsteht und der an dem natürlichen Stickstoffkreislauf der Biosphäre teilnimmt. Ammoniak ist giftig

(Gefahrstoffverordnung), in Verbindung mit Wasser ätzend und bildet mit Luft unter bestimmten Bedingungen und in engen Grenzen brennbare bzw. explosionsfähige Gemische. Es besitzt jedoch einen charakteristischen stechenden Geruch mit hoher Warnwirkung (ab 5 ppm), so dass es nicht unbemerkt austreten kann.

Auf Grund des geringen Schwellenwertes für die Geruchsbelästigung wird der Versuchsstand durch eine Konstruktion aus Stahlprofilen und Plexiglas „eingehaust“ (siehe [Kapitel 6.7.1](#)). Innerhalb dieser Sicherheitskabine wird mit Hilfe eines Lüfters leichter Unterdruck erzeugt, der im Falle einer Leckage das austretende Ammoniakgas über das Dach der Versuchshalle an die Umgebung fördert. Der Boden des Versuchstandes wird mit einem PVC-Fußboden ausgelegt, so dass flüssiges Ammoniak nicht in den Keller der Versuchshalle gelangen kann. Alle Sicherheitsmaßnahmen für den Versuchsstand sind in [Kapitel 3.5](#) beschrieben.

### 3.3.1 Gesundheitliche Gefährdung

Der äußerst niedrige Geruchsschwellenwert von 5 ppm, der eine Zehnerpotenz unter dem MAK-Wert (Maximale Arbeitsplatz-Konzentration) liegt, warnt, lange bevor gesundheitsschädliche Konzentrationen auftreten, so dass noch rechtzeitig Gegenmaßnahmen getroffen werden können. Ab etwa 250 ppm wirken Ammoniakdämpfe stark ätzend auf Augen, Schleimhäute, Atemwege und Haut (siehe [Tabelle 3.1](#)). Höhere Konzentrationen (ab ca. 2500 ppm) führen zu Kehlkopfschwellungen, Lungenödemen und schließlich bei über 5000 ppm durch Atemstillstand zum Tod. Flüssiges Ammoniak verursacht bei Hautkontakt, wie alle Kältemittel, schwere Erfrierungen.

Da Ammoniakgas sehr gut und in großen Mengen von Wasser (bis zu 500 l NH<sub>3</sub> in 1 l Wasser bei ca. 30 °C) absorbiert wird, sollten in den Räumen mit Ammoniak-Kälteanlagen Wasseranschlüsse installiert sein, um austretendes Ammoniakgas durch fein verteiltes Wasser zu binden. Flüssiges Ammoniak darf dagegen nicht mit Wasser vermischt werden, da es durch die dabei entstehende Lösungswärme heftig verdampft.

Beim Umgang mit Ammoniak sind persönliche Schutzmaßnahmen (dichte Schutzbrille, Gummihandschuhe, Gummischürze und gegebenenfalls Atemschutz) erforderlich [75]. Ein Hinweisschild mit den Erste-Hilfe-Maßnahmen [33] bei Ammoniakunfällen ist gut sichtbar im Aufstellungsraum der Anlage anzubringen.

### 3.3.2 Brand und Explosion

Ammoniak ist innerhalb der Explosionsgrenzen brennbar und explosionsfähig, aber aufgrund hoher Zündtemperatur und sehr hoher Zündenergie schwer entzündlich (siehe [Tabelle 3.1](#)).

Ohne Stützflamme brennt es nicht selbständig weiter. Hohe Luftfeuchtigkeit schränkt den Zündbereich ein. Im freien Gelände konnten bisher noch keine Brände oder Explosionen beobachtet werden. In geschlossenen Räumen oder Apparaten kann ein Ammoniak-Luft-Gemisch innerhalb der Zündgrenzen durch einen starken elektrischen Funken oder eine heiße offene Flamme (Schweißflamme) gezündet werden.

Bei Ammoniakleckagen direkt hinter ölgeschmierten Verdichtungsräumen ist die Brandursache in fast allen Fällen auf den fein verteilten Schmierölnebel zurückzuführen. Eine normale Lüftung schließt bereits die Bildung zündfähiger Ammoniak-Luft-Gemische aus. Einschlägige Vorschriften [75] fordern daher auch keine elektrische EX-Installation.

### 3.3.3 Umweltschutz

Geringste Emissionen in die Atmosphäre werden durch den charakteristischen Geruch leicht erkannt und können sofort beseitigt werden. Ein Abblasen der Sicherheitsventile ist praktisch ausgeschlossen, da die Betriebsdrücke wesentlich niedriger als die zugehörigen Abblasdrücke

liegen und andere Sicherheitsmaßnahmen bereits vor Erreichen des Abblasdruckes wirksam werden.

Da Ammoniak ein wassergefährdender Stoff ist (WGK 2), darf Ammoniakflüssigkeit und mit Ammoniak kontaminiertes Wasser (z.B. bei Absorption von emittiertem Ammoniakgas) nicht in die Kanalisation bzw. ins Grund- oder Oberflächenwasser gelangen. Die Aufstellungsräume von Ammoniakanlagen sollten deshalb über entsprechende Auffangvolumen verfügen.

### 3.3.4 Gesetze, Verordnungen, Vorschriften, Normen

Für Kälteanlagen bestehen seit mehreren Jahrzehnten ausführliche Vorschriften und Normen, die sich speziell mit Arbeits- und Anlagensicherheit sowie Umweltschutz befassen. Die neueren Umweltschutzgesetze und –verordnungen sind auch für Kälteanlagen anzuwenden.

Im Rahmen einer umfassenden Studie [80] über die Sicherheit von Ammoniak-Kälteanlagen wurden Schwerpunkte wie Vorschriften, Werkstoffauswahl, Leckage-Problematik und Dichtheitsprüfung detailliert untersucht sowie eine ökologische Bewertung durchgeführt. Eine weitere ausführliche Übersicht über die Sicherheitstechnischen Anforderungen an Ammoniak-Kälteanlagen von Bothe [8, 9] sowie die Arbeit von Jung [38] enthalten zahlreiche Empfehlungen für die Konzeptions- und Planungsphase.

Im Folgenden werden die Gesetze, Verordnungen, Vorschriften und Normen nur kurz genannt. Vom DKV [57] und dem Technischen Ausschuss für Anlagensicherheit (TAA) [67] werden folgende sicherheitstechnischen Vorschriften benannt:

- DIN 8975 (Teil 1 bis 10) Kälteanlagen - Sicherheitstechnische Grundsätze für Gestaltung, Ausrüstung und Aufstellung
- DIN 2405 Rohrleitungen in Kälteanlagen, Kennzeichnung
- DIN 3158 Kältemittelarmaturen, Sicherheitstechnische Festlegungen, Prüfung, Kennzeichnung
- Unfallverhütungsvorschrift UVV 20 [75]
- Druckbehälterverordnung mit TRB und TRR (außer TRR 100)
- Normen (DIN/ISO 5149) und Richtlinien (VDMA, CECOMAF, DKV, ASHRAE)
- AD-Merkblätter, speziell W 10: Werkstoffe für tiefe Temperaturen; Eisenwerkstoffe
- Merkblätter über den Umgang mit Ammoniak
- UVV Kälteanlagen, Wärmepumpen und Kühleinrichtungen (VBG 20)
- Sicherheitsdatenblatt für Ammoniak
- Gefahrstoffverordnung
- Bundesimmissionsschutzgesetz
- Störfallverordnung
- Wasserhaushaltsgesetz

## 3.4 Kennzeichnungsvorschriften

Ammoniak ist ein Gefahrstoff. Nach §23 (Gefahrstoffverordnung [2]) müssen Gefahrstoffe beim Umgang gekennzeichnet werden.

Die Kennzeichnung hat nach der Richtlinie 67/ 548/ EWG ([60], geändert u.a. durch [61]) der Europäischen Gemeinschaft zu erfolgen, in der die Vorschriften für die Einstufung, Verpackung und Kennzeichnung gefährlicher Stoffe geregelt sind. Nach §23 GefStoffV müssen auch sichtbar verlegte Rohrleitungen, in denen Gefahrstoffe transportiert werden, gekennzeichnet werden. Neben dem Namen des Gefahrstoffes verlangt die Richtlinie 67/ 548/ EWG auch das Anbringen von Gefahrensymbolen, Hinweistexten und Sicherheitsratschlägen.

Ammoniak wird nach der Richtlinie als entzündlich, giftig, ätzend und umweltgefährdend eingestuft. Behälter, die Ammoniak enthalten, müssen nach der Richtlinie mit den Gefahrensymbolen Giftig (Bild 3.1) und Umweltgefährlich (Bild 3.2) gekennzeichnet werden.

Die anzugebenden Hinweistexte sind in der EG-Richtlinie in R-Sätzen katalogisiert. Für jeden Stoff wird eine Auswahl an anzugebenden R-Sätzen festgelegt. Sie lauten für Ammoniak:

Hinweise auf besondere Gefahren	
R10	Entzündlich
R23	Giftig beim Einatmen
R34	Verursacht Verätzungen
R50	Sehr giftig für Wasserorganismen



Bild 3.1: Gefahrensymbol T: Giftig



Bild 3.2: Gefahrensymbol N: Umweltgefährlich.

Die EWG-Richtlinie verlangt außerdem die Angabe von Sicherheitsratschlägen. Diese sind im Wortlaut festgelegt und als S-Sätze katalogisiert. Bei einigen Stoffen werden Kombinationen von Sicherheitsratschlägen zusammengefasst. Für Ammoniak lauten die S-Sätze im Einzelnen:

Sicherheitsratschläge	
S9	Behälter an einem gut gelüfteten Ort aufbewahren
S16	Von Zündquellen fernhalten – Nicht rauchen
S26	Bei Berührung mit den Augen sofort gründlich mit Wasser abspülen und Arzt konsultieren
S36/37/39	Bei der Arbeit geeignete Schutzhandschuhe und Schutzbrille/ Gesichtsschutz tragen
S45	Bei Unfall oder Unwohlsein sofort Arzt hinzuziehen (wenn möglich, dieses Etikett vorzeigen)
S61	Freisetzung in die Umwelt vermeiden. Besondere Anweisungen einholen/ Sicherheitsdatenblatt zu Rate ziehen

Es wird für jede der drei Grundgefahren, „giftig“, „entzündlich“ und „umweltgefährdend“, eine Warntafel erstellt, auf der das Gefahrensymbol, die R- und die S-Sätze dieser Gefahr zusammengefasst werden. Mit der Anbringung dieser Warntafeln sind die Anforderungen der Gefahrstoffverordnungen hinreichend umgesetzt.

### 3.5 Maßnahmen zur Risikominimierung beim Betrieb der Versuchsanlage

Unter Beachtung der Regelwerke und der Empfehlungen aus der Literatur erfolgt die technische Umsetzung des Anlagenkonzeptes, die im Hinblick auf die wesentlichsten konstruktiven Maßnahmen in Kapitel 5 näher beschrieben wird.

Die Beachtung aller Richtlinien, Vorschriften und Regelwerke bei der Konzeption und Ausführung von Ammoniak-Kälteanlagen dient lediglich der Eingrenzung und Minimierung möglicher Fehlerquellen, die zum Austritt von Ammoniak führen könnten. Da diese

---

Fehlerquellen jedoch nicht vollkommen ausgeschlossen werden können, sind geeignete Vorkehrungen zu treffen, die mögliche Risiken weitestgehend eindämmen.

Die Versuchsanlage wird in einer geschlossenen Kabine mit transparenten Kunststoffwänden errichtet, die mit einer permanenten Zwangsentlüftung ausgerüstet wird. Austretendes Ammoniak-Gas kontaminiert auf diese Weise nur den begrenzten Bereich der Versuchsanlage und wird in kurzer Zeit über das Hallendach in die Umgebung abgeblasen. Unter der Versuchsanlage befindet sich ein PVC-Boden, der im Fall eines Ammoniakaustrittes eine größere Ausbreitung von Flüssigkeitsmengen verhindert. Die Seiten des PVC-Bodens werden erhöht, so dass austretendes flüssiges Ammoniak nur innerhalb der Sicherheitskabine verdampfen kann und dort von dem Gebläse abgesaugt wird.

Mit dem Einbau von Sicherheitsabblasventilen (SBV) oberhalb des Sammelbehälters und des Abscheidebehälters wird ein Bersten der Anlage durch kontrolliertes Abblasen von gasförmigem Ammoniak über das Entlüftungssystem verhindert. Das SBV öffnet bei Überschreiten eines Druckes von 23 bar ( $T_s \approx 55 \text{ °C}$ ).

## 4 Aufbau und Funktionsprinzip eines Plattenwärmeübertragers

Durch den Einsatz von Plattenwärmeübertragern in vielen Bereichen der chemischen und Lebensmittelindustrie gibt es mittlerweile eine große Anzahl von Plattenwärmeübertragermodellen. Das am häufigsten verwendete Aufbauprinzip eines Plattenapparates ist in Bild 4.1 dargestellt.

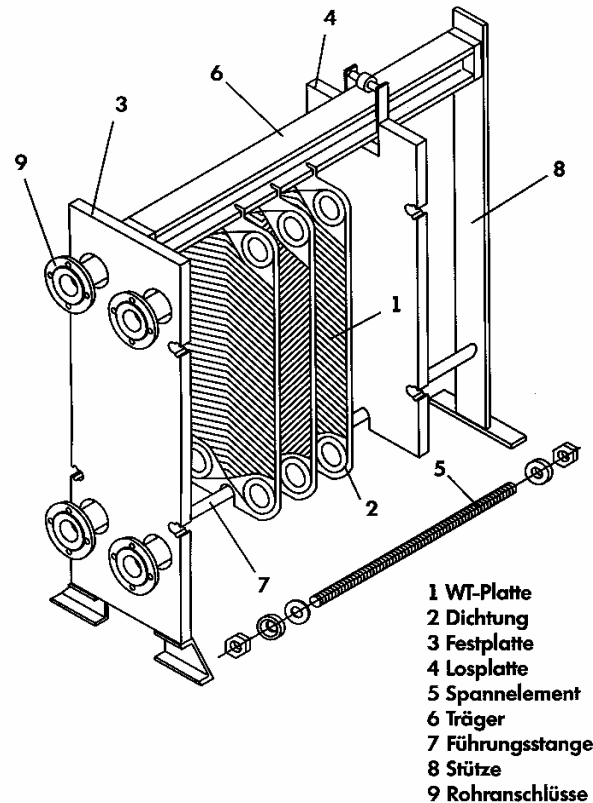


Bild 4.1: Schematischer Aufbau eines Plattenwärmeübertragers

Zwischen der Losplatte (4) und der Festplatte (3) werden die geprägten Platten (1) mit Hilfe von Zugankern (5) gespannt. Die Dichtungen (2) dienen der Trennung der beiden am Wärmeaustausch beteiligten Medien, sowie der Abdichtung nach außen. Üblich verwendete Dichtungsmaterialien sind Acryl-Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR), Ethylenpropylen (EPDM), Viton, Silikon oder Neopren. Neoprendichtungen sind besonders resistent gegen Gemische aus Ammoniak und Kältemaschinenöl und kommen deshalb auch in den hier verwendeten Apparaten zum Einsatz. Die Platten der am Versuchsstand verwendeten Wärmetauscher bestehen aus geschweißten Kassetten (sog. LWC „Laser Welded Cassettes“), d.h. jeweils zwei Platten sind so miteinander verschweißt, dass die Schweißnaht die Funktion der Dichtung übernimmt. In dem verschweißten Spalt strömt das Kältemittel, wodurch Undichtigkeiten, die bei einer Kunststoffflachdichtung durch Ablagerungen oder Schmutz auftreten können, vermieden werden. Die Betriebsdrücke im verschweißten Spalt können außerdem über denen vom kunststoffgedichteten Plattenspalt liegen. Lediglich am kreisförmigen Ein- und Austritt aus dem geschweißten Spalt wird das Kältemittel mit Runddichtungen gegen die Kälte-trägerseite und gegen die Umgebung abgeschirmt.

Weitere Bauformen von Plattenwärmeübertragern sind die kompakten gelöteten Modelle (*engl. brazed plate heat exchangers*). Ein Foto eines dieser Modelle ist in Bild 4.2 dargestellt. Bei diesen Apparaten ist der gesamte Plattenapparat durch Kupfer (als Heißlot) miteinander verlötet. Spannvorrichtungen und Dichtungen zwischen den Platten sind nicht mehr nötig, aber ein Reduzieren oder der Einbau von weiteren Platten zur Leistungsanpassung ist nicht möglich.



Anstatt von Kupfer kann als Lot bei aggressiven Medien (z.B. Ammoniak) auch Nickel verwendet werden.

Gelötete Plattenwärmeübertrager können bei Drücken bis 30 bar und Temperaturen bis 400 °C betrieben werden. Sie zeichnen sich durch eine sehr leichte und einfache Bauweise aus. Limitiert ist die Leistung durch die begrenzte Baulänge dieser Apparate, die kaum über einen Meter liegen darf.

Seit wenigen Jahren gibt es vollverschweißte Plattenwärmeübertrager (engl. *plate & shell*), deren Einsatzbereich bei Drücken bis 100 bar und Temperaturen bis 350 °C liegt (siehe Bild 4.3). Diese Druckbeständigkeit wird durch einen Druckbehälter erreicht, in den das gesamte verschweißte Plattenpaket montiert wird. Vorteile gegenüber den gelöteten PWT sind neben der höheren Druckfestigkeit, der Einsatz in der Lebensmittelindustrie und mit aggressiven Medien (z.B. Ammoniak).

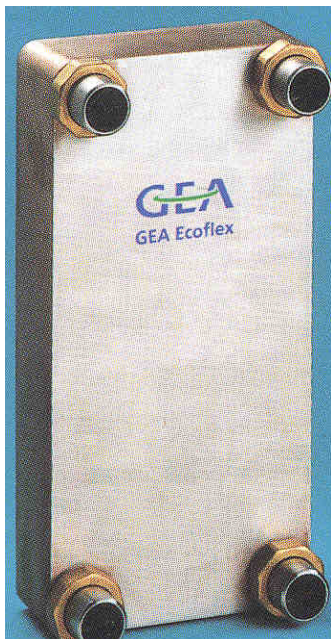


Bild 4.2: Gelöteter WT (Foto GEA Ecoflex)

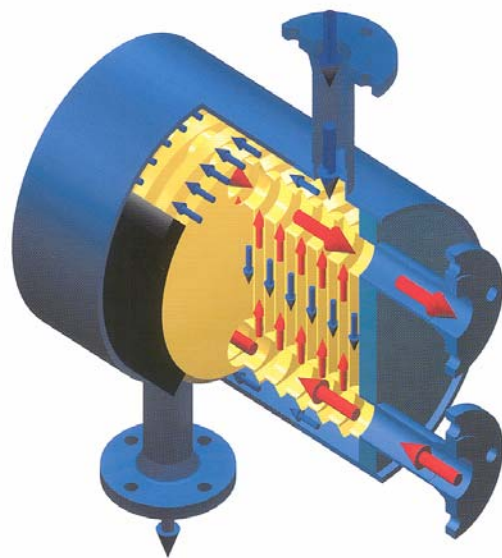


Bild 4.3: Schema vollverschweißter WT (Foto Vahterus)

Die wichtigsten Vorteile von Plattenapparaten gegenüber Rohrbündelwärmeübertragern sind im Folgenden aufgelistet:

- hohe Wärmeübertragungsleistung bei kleinem Bauvolumen, damit hoher Wärmerückgewinn und minimale Wärmeverluste
- für die gleiche Wärmeübertragungsleistung benötigt ein Plattenwärmeübertrager bei Flüssigkeiten nur ca. 30 % an Volumen und Gewicht eines Rohrbündelwärmeübertragers
- geringer Flüssigkeitsinhalt, damit kurze Aufheiz- und Abkühlzeiten, hohe Dynamik bzgl. Temperaturänderungen bei Steuer- und Regelvorgängen
- modularer Aufbau, damit verbunden leichte und preisgünstige Anpassung an veränderte Leistungsanforderungen sowie leicht wartbares Bauprinzip
- geringeres Verschmutzungsrisiko und einfache chemische Reinigung durch stark turbulente Strömung und fehlende Toträume, einfache Demontage

Der größte Nachteil vom Plattenwärmeübertrager liegt in seiner relativ begrenzten Druck- und Temperaturbeständigkeit. Lediglich die vollverschweißten Versionen bestehen Drücke bis 100 bar. Jedoch ist bei diesen Modellen der Vorteil einer leichteren Bauweise durch den schweren Druckbehälter um den Plattenapparat fast nicht mehr gegeben.

---

Im dem am Institut entstandenen Versuchsstand werden die in Bild 4.1 beschriebenen Plattenapparate mit den LWC-Kassetten für den Kondensator und den Verdampfer verwendet. Die Kassetten mit spezieller Prägung sind für Ammoniak-Kälteanlagen von der Firma GEA-Ecoflex GmbH entwickelt worden und sollen im Versuchsstand auf ihre thermodynamischen und fluiddynamischen Eigenschaften untersucht werden. Durch die modulare Aufbauweise dieser Plattenapparate lässt sich die Wärmeübertragungsfläche auf die Kälteleistung abstimmen. Die Kunststoffflachdichtungen ermöglichen ein Durchführen von Thermoelementen zur Messungen lokaler Fluid- und Wandtemperaturen.

## 5 Aufbau des Versuchstandes

Die Versuchsanlage ist zur Untersuchung der Verdampfungs- und Kondensationsvorgänge in Plattenwärmeübertragern errichtet worden. Bei den Untersuchungen sollen lokale Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverluste im Plattenspalt bestimmt werden. Mit Verdampfer, Kondensator, Kompressor und Expansionsventil besteht der Versuchstand aus den vier klassischen Komponenten einer Kältekompressionsmaschine. Verdampfer und Kondensator sind Plattenwärmeübertrager der Firma GEA-Ecoflex GmbH, die aus Paketen geschweißter Kassetten bestehen (siehe [Kapitel 4](#)). Der Kompressor ist ein offener Hubkolbenverdichter der Firma Bock vom Typ *F16/2051 NH<sub>3</sub>*. Die Aggregate dieser Baureihe sind speziell für den Betrieb mit Ammoniak modifizierte Verdichter, bei denen NH<sub>3</sub>-verträgliche Materialien in Kolbenringen, Anschlüssen und Ventilen verwendet werden. Die Kolben der sechs in W-Form angeordneten Zylinder werden zudem mit einem Ölabstreifring ausgestattet, um den Ölwurf in die Heißgasleitung zu minimieren. Die Saug- sowie die Druckleitung des Verdichters werden mit Sicherheitsdruckschaltern verbunden. Diese springen bei unzulässig hohen Betriebsdrücken an und schalten den Elektromotor, der den Verdichter antreibt, ab. Im Falle eines Ausfalles der Kondensator Kühlung springt der Druckschalter auf der Druckseite des Verdichters bei 20 bar an, da der Verdichter nur bis 23 bar ausgelegt ist.

Als Kältemaschinenöl wird das naphthenbasierte Mineralöl Reniso<sup>®</sup> KC68 der Firma Fuchs Kältemaschinenöle eingesetzt. Die Ölversorgung der Reibstellen erfolgt durch eine Druckumlaufschmierung. Auf die stoffspezifischen Eigenschaften des Kältemaschinenöls und deren Auswirkung auf den Wärmeübergang bei der Verdampfung wird in [Kapitel 8](#) eingegangen. Die Fördermenge des Verdichters kann durch die Abschaltung einzelner Zylinderpaare begrenzt werden. Angetrieben wird der Hubkolbenverdichter von einem Elektromotor mit einer Leistung von  $P_{el} = 55 \text{ kW}$ . Mit dieser Antriebsleistung erreicht die Versuchsanlage eine Kälteleistung von 120 kW bei einer Verdampfungstemperatur von  $\vartheta_s = 0^\circ\text{C}$ .

Die Anordnung der beschriebenen Komponenten im Versuchstand wird durch das R- und I-Schema in [Bild 5.1](#) deutlich. Die Anlage besteht aus zwei Kreisläufen, dem Kältemittelkreislauf und dem Kälteträgerkreislauf. Die Funktion und Aufgaben der beiden Kreise werden im Folgenden beschrieben.

### 5.1 Kälteträgerkreis

Der Kälteträger (auch: Sole) besteht aus einem Gemisch aus Wasser (80 Vol%) und dem auf Ethylenglykol basierendem Frostschutzmittel Antifrogen N<sup>®</sup> (20 Vol%). Bei dieser Konzentration mit Wasser besteht Frostschutz bis  $-10^\circ\text{C}$ .

Das gesamte Leitungssystem des Kälteträgerkreises ist mit Edelstahlkomponenten ausgeführt. Der Kälteträger wird mit Hilfe von Kreiselpumpen aus einem großen Vorratsbehälter (Volumen  $V = 1 \text{ m}^3$ ) durch die beiden Plattenapparate gepumpt. Dadurch ergeben sich ein Kondensator- und ein Verdampferkälteträgerkreis, die am Vorratsbehälter gekoppelt sind. Im Verdampfer wird der Kälteträger durch das verdampfende Ammoniak abgekühlt. Im zweiten Kreislauf wird der Kälteträger im Kondensator erwärmt, da in diesem Wärmeübertrager das heiße Ammoniakgas nach der Verdichtung kondensiert wird. Ein weiterer kleiner vollverlöteter Wärmeübertrager hat die Aufgabe, den beim durchströmen des Kondensators aufgewärmten Kälteträger mit Hilfe von Leitungswasser abzukühlen. Durch diesen Wärmeübertrager lässt sich der Kälteträger im Sammelbehälter auf beliebige Temperaturen im Bereich von  $-5$  bis  $+20^\circ\text{C}$  thermostatisieren. Die Volumenströme im Kondensator- und im Verdampferkreis lassen sich durch Bypässe regeln. In den Bypässen sind Regelventile montiert, die durch Öffnen den Volumenstrom in den Kreisen reduzieren. Der Kälteträgermassenstrom im Verdampfer lässt sich mit Hilfe der Bypässe zwischen 280 und 180 l/min und im Kondensator zwischen 90 und 30 l/min variieren. Im Kondensatorkreis ist die weite Abstufung dadurch gewährleistet, da zwei kleine Kreiselpumpen

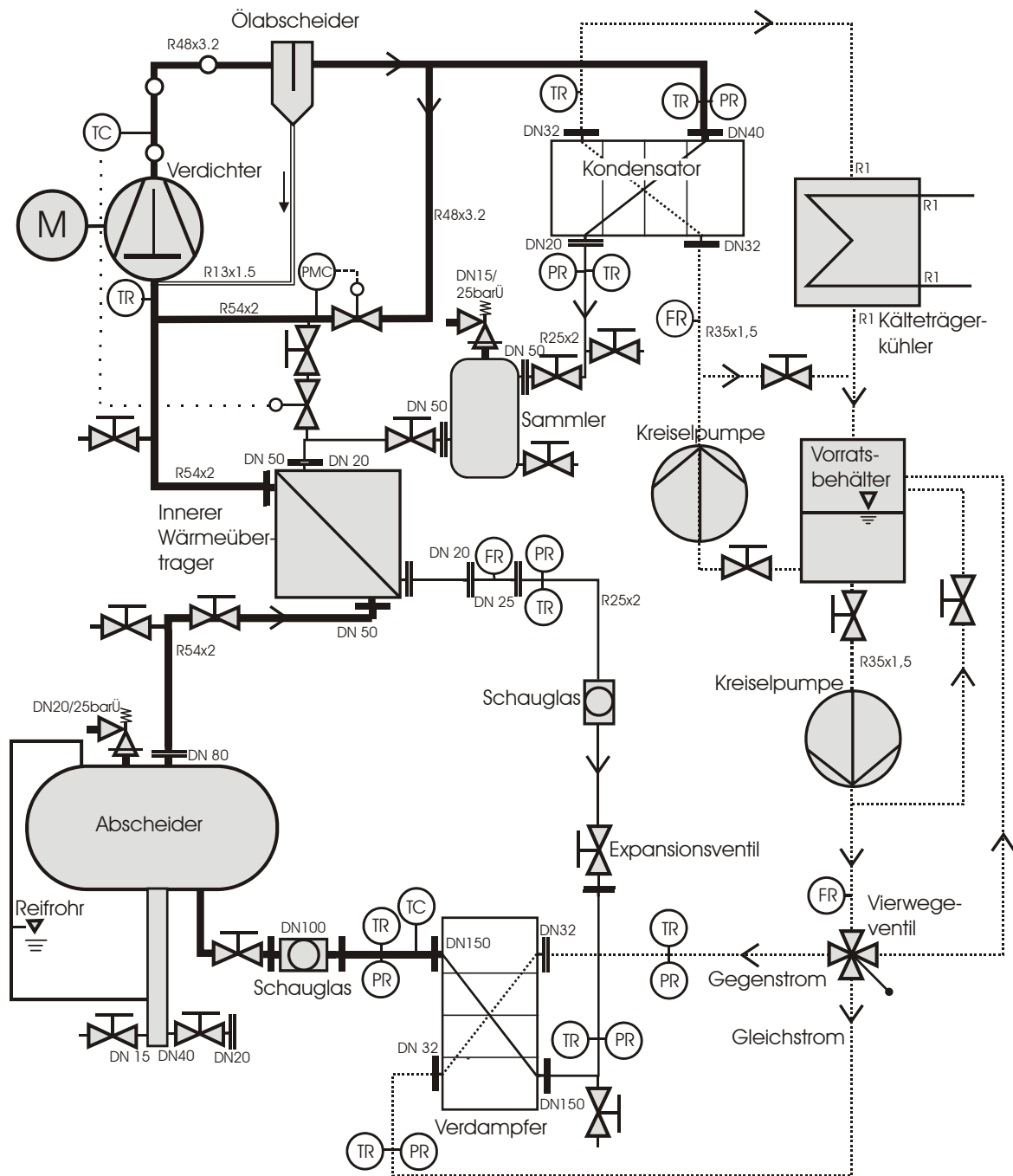


Bild 5.1: R- und I- Fließbild des Versuchstandes

den Kälteträgervolumenstrom bereitstellen. Die beiden Kreiselpumpen können einzeln unabhängig voneinander abgeschaltet werden.

Der Kälteträger im Plattenkondensator wird nur von unten nach oben im Gegenstrom zum kondensierenden Ammoniak geführt. Durch den Verdampfer kann der Kälteträger im Gleich- oder im Gegenstrom gefahren werden. Ein Vierwegeventil ermöglicht ein bequemes und schnelles Umschalten der Strömungsrichtung. Nach Cogan [15] ist für die Trockene Verdampfung eine Gegenstrom-Fahrweise des Verdampfers am sinnvollsten, da dadurch eine maximale Überhitzung des Gases erreicht werden kann. Ebenso ist bei der Kondensation der Gegenstrom dem Gleichstrom vorzuziehen. Für die überflutete Verdampfung wird jedoch der Gleichstrom aufgrund der höheren Temperaturdifferenz vorgeschlagen, die gerade in der Aufwärmphase im unteren Teil des Apparates wichtig ist.

## 5.2 Kältemittelkreislauf

Für den Kältemittelkreislauf werden nur Edelstahlrohre und –ventile verwendet, da andere Metalle, wie z.B. Kupfer bei Berührung mit dem hier eingesetzten Kältemittel Ammoniak zu oxidieren beginnen. Neben den eingangs erwähnten Kältekreislaufkomponenten Kondensator, Verdampfer, Kompressor und Expansionsventil, ist hinter den Hubkolbenverdichter ein Ölabscheider montiert. Das nach der Kompression aufgeheizte Ammoniakgas enthält immer einen kleinen Anteil an Öldampf, der aus dem Verdichtersumpf durch die Dichtungen in das Arbeitsfluid diffundiert. Aufgrund der Viskositätsabnahme des Verdichteröles bei zunehmender Temperatur verlässt mehr Öl den Verdichter, je höher die Verdichtungsendtemperatur des Ammoniaks ist. Um ein Trockenlaufen und demzufolge Lagerschäden im Kompressor zu vermeiden, ist die Abscheidung und Rückführung des Öles notwendig. In der beschriebenen Versuchsanlage werden zwei Ölabscheider in den Kältekreislauf integriert. Als Primärabscheider wird das Modell ÖA40E<sup>®</sup> der Firma Witt in der Anlage platziert. Dieser Ölabscheider trennt das Öl aus dem Ammoniakgas durch eine Prallplatte. Das Funktionsprinzip des dahinter geschalteten Sekundärabscheiders OAS-1655<sup>®</sup> der Firma Bitzer beruht auf einer Filterkerze. Durch diesen aus einem speziellen Stoffgewebe bestehenden Filter werden die letzten kleineren Öltropfen aus dem verdichteten Ammoniakgas getrennt. Beide Ölabscheider sind durch eine Ölrückführungsleitung mit dem Ölsumpf im Verdichtergehäuse verbunden. Die Druckdifferenz zwischen Hochdruckseite und Ölsumpf sichert ein Rücklaufen des Öls durch die Leitung. Im Falle eines Absinkens des Ölstandes im Verdichter, wodurch der integrierten Ölpumpe nicht genügend Öl zur Schmierung der Zylinder zugeführt wird, ist ein Öldrucksicherheitsschalter angebracht. Der Sicherheitsschalter springt an, sobald die Druckdifferenz zwischen Verdichtersumpf, aus dem die Ölpumpe das Öl fördert und dem Öldruck mit dem das Öl in den Kurbelraum auf die Zylinder gespritzt wird, zu klein wird.

Nach dem Durchströmen der Ölabscheider gelangt das Ammoniakgas in den Plattenkondensator und wird dort vollständig kondensiert. Das flüssige Ammoniak gelangt mit einer Unterkühlung von 2 bis 3 K in einen Sammler, der als Puffer und Vorlage für das Expansionsventil dient. Zwischen Sammler und Expansionsventil ist ein sog. „Innerer Wärmeübertrager“ geschaltet. In diesem als Rohrbündel ausgeführten Wärmeübertrager wird das flüssige Ammoniak mit Hilfe des expandierten kalten Ammoniakgases im Gegenstrom gekühlt. Gleichzeitig wird das den Verdampfer verlassende Ammoniakgas erhitzt. Durch diesen Wärmeaustausch wird der energetische Wirkungsgrad der Versuchsanlage erhöht und gleichzeitig wird der Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen durch das weitere Erhitzen des verdampften Ammoniaks geschützt.

Mit der Versuchsanlage sind zwei Betriebsweisen des Verdampfers möglich. Eine Möglichkeit ist die Expansions- oder trockene Verdampfung, die in [Bild 5.2](#) dargestellt ist. Bei der Expansionsverdampfung verlässt das Ammoniak den Plattenverdampfer üblicherweise trocken gesättigt. Als zweite Verdampferbetriebsart ist die überflutete Verdampfung im Naturumlauf, wie in [Bild 5.3](#) dargestellt, möglich.

Bei der Expansionsverdampfung gelangt flüssiges Ammoniak vom Sammelbehälter über den inneren Wärmeübertrager (im [Bild 5.2](#) nicht dargestellt) zum Expansionsventil. Vor dem Expansionsventil ist das Ammoniak bei hohem Druck flüssig und unterkühlt. Durch das Expansionsventil wird das Ammoniak zweiphasig (Dampfgehalte zwischen 5 bis 10 %) in den Verdampfer expandiert. Im Plattenspalt entsteht durch die Gas-Flüssigkeitsströmung eine hohe Dynamik mit hohen Wärmeübergangskoeffizienten. Durch das Einspritzen und der daraus folgenden zweiphasigen Strömung in den Plattenapparat, kann es bei langen Apparaten jedoch zu einer Ungleichverteilung im Verteilerspalt kommen. Diese Maldistributionen haben dann unterschiedliche Massenströme in den einzelnen Verdampferspalten und damit eine ungleichmäßige Temperaturverteilung zur Folge. Das verdampfte Kältemittel verlässt die Spalte mit niedrigerem Massenstrom mit größerer Überhitzung, als Spalte mit höherem Massenstrom. Eine lokale Bilanzierung ist durch eine Ungleichverteilung des Kältemittels nicht mehr möglich,

weil der Massenstrom Kältemittel pro Spalt nicht mehr zu bestimmen ist. Weiterhin ist der Apparat nicht vollständig ausgelastet und somit überdimensioniert. Um einer Ungleichverteilung von langen Apparaten mit vielen Platten vorzubeugen, gibt es eine Vielzahl von Verteilersystemen, die hier jedoch nicht zum Einsatz kommen.

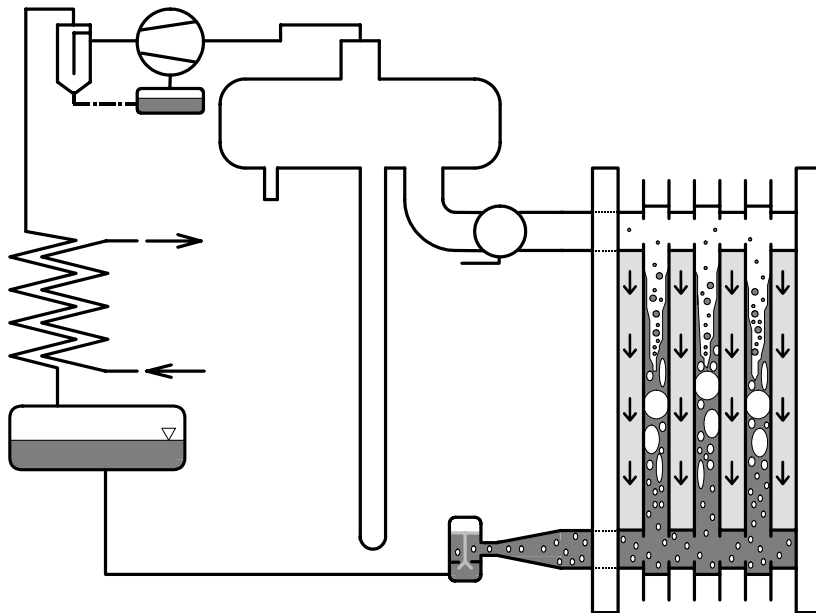


Bild 5.2: Schematische Darstellung Expansionsverdampfung

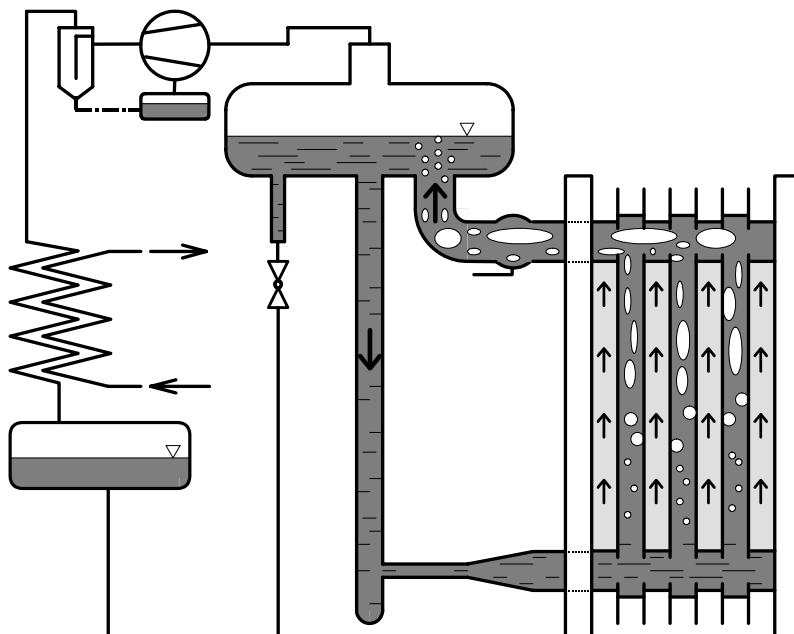


Bild 5.3: Überflutete Verdampfung im Naturumlauf

Für die Expansionsverdampfung ist der dem Verdampfer nachgeschaltete Abscheider normalerweise nicht notwendig, da das Ammoniak den Verdampfer überhitzt verlässt. Jedoch wird statt eines für industrielle Anlagen üblichen thermostatischen Expansionsventils ein Feinregelventil mit Handrad installiert (siehe Bild 5.1). Durch das Feinregelventil lassen sich  $\text{NH}_3$ -Massenstrom und Verdampfungstemperatur im Plattenverdampfer individuell einstellen. Diese Freiheitsgrade wären bei Einsatz eines vom Werk eingestellten thermostatischen

Expansionsventils nicht möglich. Der Abscheidebehälter kann nun bei Tropfenmitriss die Phasen separieren und schützt den Verdichter so vor Flüssigkeitsschlägen.

Beim Naturumlauf (oder auch Thermosiphon) entsteht die treibende Kraft durch den Dichteunterschied zwischen dem verdampfenden zweiphasigen Kältemittel im Verdampfer und dem hydrostatischen Druck der Flüssigkeitssäule im Abscheidebehälter (siehe Bild 5.3). Vom Kondensator gelangt das flüssige Kältemittel über Sammler und inneren Wärmeübertrager zu einem handregelbaren Drosselventil. Das Ventil reduziert den Druck, so dass das Kältemittel zweiphasig in den Abscheider eingespritzt wird. Das flüssige Kältemittel gelangt über das Fallrohr in den Verdampfer. Dort wird das leicht unterkühlte Kältemittel zunächst auf Siedetemperatur geheizt und die Verdampfung beginnt. Am Ende der Verdampfungsstrecke wird zweiphasiges Kältemittel in den Abscheider gedrückt und Flüssigkeit und Dampf getrennt. Das Ammoniakgas gelangt unter Temperaturzunahme durch den inneren Wärmeübertrager zum Verdichter. Im Eintritt vom Verdampfer gelangt nur unterkühltes Kältemittel, so dass die Gefahr einer Maldistribution wie bei der Expansionsverdampfung nicht gegeben ist. Das Kältemittel verdampft nicht vollständig und somit verlässt das Ammoniak den Verdampfer mit Siedetemperatur ohne Überhitzung.

Der Hubkolbenverdichter in Bild 5.1 verfügt über sechs Zylinder, die jeweils paarweise zur Leistungsanpassung abgeschaltet werden können. Um die Kälteleistung auch zwischen den Verdichterleistungsstufen zu modifizieren, verfügt der Verdichter über einen Bypass, der den Hochdruckteil der Anlage mit dem Niederdruckteil verbindet. Der Bypass ist mit einem PMC-Leistungsregelventil, das über ein CVC-Pilotventil (Firma Danfoss<sup>®</sup>) verfügt, bestückt. Ein Magnetventil betätigt das Regelventil und fördert einen Teil des Verdichterheißgases in den Niederdruckteil. Dadurch steigt die Heißgastemperatur des Verdichters, je nach Grad der Regelung, an. Hohe Verdichtungsendtemperaturen können im Extremfall zu Schädigungen des Verdichters führen, da das Schmiermittel bei sehr hohen Temperaturen seine Viskosität verliert. Eine Folge der niedrigeren Viskosität ist auch ein erhöhter Ölwurf des Verdichters. Zur Abkühlung des Heißgases wird deshalb ein Nacheinspritzventil der Firma Danfoss<sup>®</sup> installiert. Das Ventil entnimmt flüssiges Kältemittel aus der Hochdruckleitung und expandiert es in die Saugleitung des Bypasses. Ein Temperaturfühler ist mit dem Verdichteraustritt verbunden und betätigt bei hohen Gasaustrittstemperaturen das Nacheinspritzventil.

Die Versuchsapparatur, die schematisch in Bild 5.1 dargestellt ist, verfügt weiterhin über eine große Anzahl von Absperrventilen, mit denen einzelne Abschnitte der Rohrleitungen abgesperrt werden können. An jedem Abschnitt befindet sich ein Auslassventil, durch das der abgesperrte Zweig evakuiert werden kann. Weiterhin ist der gesamte Niederdruckteil der Versuchsapparatur mit dem Isoliermaterial Armaflex der Firma Armstrong<sup>®</sup> versehen. Neben den Rohrleitungen sind auch der Abscheidebehälter und der innere Rohrbündelwärmeübertrager isoliert. Die Isolierung schützt den Teil der Apparatur, in dem bei Betrieb Temperaturen weit unter der Umgebungstemperatur herrschen, vor schwer zu bilanzierenden Abwärmeverlusten.

Zur visuellen Beobachtung der Ammoniakströmung ist in der Saugleitung zwischen Verdampfer und Abscheider ein großes Sichtfenster eingebaut. Mit ihm kann eine Überflutung des Verdampfers auch visuell beobachtet werden. Ebenso befindet sich vor dem Expansionsventil im Zulauf zum Verdampfer ein kleines Sichtfenster. Mit dem Sichtglas wird überprüft, ob das Ammoniak einphasig flüssig vor dem Expansionsventil ansteht. Für die Expansionsverdampfung ist es notwendig, dass das Ammoniak flüssig in das Expansionsventil gelangt, da sonst nicht der Dampfgehalt im Eintritt vom Verdichter bilanziert werden kann.

### 5.3 Inbetriebnahme

Bevor die Versuchsanlage mit Ammoniak befüllt wird, müssen alle Rohrleitungen, Dichtungen und Apparate zunächst mit Druckluft auf ihre Dichtigkeit überprüft werden. Hierzu werden alle Absperrventile geöffnet und durch ein Ablassventil Druckluft in den gesamten Ammoniakzweig

der Anlage gedrückt. Mit Leckspray, einer Seifenlaugemischung, die alle Undichtigkeiten durch Blasen- und Schaumbildung anzeigt, werden alle Leckagen geortet. Eingegrenzt werden können die Leckagen durch Absperrung der einzelnen Rohrleitungen und Beobachtung der Drücke in den Leitungen. Die Drucksensoren sind so empfindlich, dass der Rohrabschnitt mit der Leckage schnell gefunden werden kann.

Nachdem alle Undichtigkeiten gefunden und beseitigt worden sind, wird die Anlage mit Hilfe einer Vakuumpumpe evakuiert. Das Evakuieren mit der Vakuumpumpe sollte mehrere Stunden durchgeführt werden, damit keine Inertgase in den Rohrleitungen und Apparaten verbleiben. Anschließend wird die Versuchsapparatur mit Ammoniak gefüllt. Zu diesem Zweck wird die Druckflasche, in der sich das Ammoniak befindet, an den Sammelbehälter angeschlossen und erwärmt. Das flüssige Ammoniak wird aufgrund der Druckdifferenz zwischen Sammelbehälter und Kältemittelkreis in die Apparatur gedrückt. In den Sammler werden ca. 40 kg Ammoniak gefüllt. Diese Menge reicht aus, um den Verdampfer im trockenen sowie im Naturumlauf zu betreiben.

Bei der trockenen Verdampfung muss das Kältemittel einphasig und leicht unterkühlt vor dem Expansionsventil anstehen, da sonst eine Bilanzierung des Verdampfungsvorganges nicht möglich ist. Falls dies nicht der Fall ist, ist zuwenig Kältemittel im Kreislauf und muss deshalb nachgefüllt werden.

Im Naturumlauf kann der Füllstand im Abscheidebehälter am Reifrohr abgelesen werden (siehe [Bild 5.1](#)). Bei Verdampfungstemperaturen des Ammoniaks unter 0 °C bildet sich eine Eisschicht durch das gefrierende Wasser der Umgebungsluft am Rohr. Bei Temperaturen leicht über dem Gefrierpunkt bildet sich ein Kondensatfilm, mit dessen Hilfe der Füllstand ebenfalls abgelesen werden kann. Bei Bedarf kann Ammoniak nachgefüllt werden, wodurch die Flüssigkeitssäule im Fallrohr steigt und den Umlauf forciert. Natürlich darf der Füllstand im Abscheider nicht willkürlich gesteigert werden, da sonst Flüssigkeitstropfen über den Auslassstutzen des Abscheiders zum Kompressor gelangen können. Außerdem birgt eine größere Menge Ammoniak in der Versuchsapparatur im Fall einer Leckage ein hohes Risiko für Mensch und Umwelt.

Bevor die Anlage in Betrieb genommen werden kann, ist eine Kontrolle des Ölstandes im Kompressor notwendig. Bei unzureichendem Ölstand, was dauerhaft eine Beschädigung der Zylinder zur Folge hätte, schaltet sich der Elektromotor automatisch nach  $t = 90$  s ab. Bevor der Kompressor angelassen wird, werden die Kälteerpumpen für den Verdampfer- und Kondensatorkreislauf gestartet und die Absperrventile geöffnet. Bis auf das Expansionsventil werden alle Absperrventile geöffnet. Weiterhin kann jetzt schon das Ventil zur Kälteerträgerkühlung geöffnet und die Zylinderkopfkühlung eingeschaltet werden.

Sobald der Kompressor angelaufen ist, kann das Expansionsventil leicht geöffnet und die Verdampfung gesteuert werden. Hierbei ist zu beachten, dass zunächst der Kälteerträger im Vorratsbehälter noch Raumtemperatur besitzt. So sind die Temperaturen des Kälteerträgers im Kondensator sehr hoch und somit auch die Verdampfungsdrücke. Deshalb ist das Expansionsventil erst weiter zu öffnen, sobald die Dampfdrücke im Kondensator mit Hilfe der Solekühlung absinken.

Im Betrieb werden die anzufahrenden Verdampfungszustände über die Kälteerträgertemperatur und den Kälteerträgermassenstrom sowie über den Verdampfungsdruck geregelt. Der Verdampfungsdruck lässt sich ebenfalls über die Zylinderkopfabstaltung des Kompressors steuern.



## 6 Die Messtechnik

Die meisten Messgrößen sind nichtelektrischer Natur, z.B. Temperatur, Druck und Durchflussmenge. Sie lassen sich in der Regel schlecht direkt übertragen und weiterverarbeiten. Um die Vorteile einer elektrischen Übertragung und Weiterverarbeitung nutzen zu können, wird in den meisten Fällen angestrebt, die nichtelektrische Messgröße auf einen elektrischen Signalträger abzubilden.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist das Messen von lokalen Wärmeübergangskoeffizienten im Plattenspalt. Die einzelnen Bilanzgleichungen sind in [Kapitel 10.2](#) aufgeführt. Hierzu werden Thermoelemente in den Plattenspalt gelötet, die die lokalen Wand- und Fluidtemperaturen messen. Zur Bestimmung der übertragenen Wärmestromdichte sind Durchflussmesser notwendig, mit deren Hilfe der Massenstrom der am Wärmeaustausch beteiligten Fluide bestimmt werden kann. Die integrale Bilanzierung der Plattenapparate und Überwachung der Prozesstemperaturen und Drücke in den einzelnen Anlageteilen des Versuchsstandes wird mit Widerstandsthermometer vom Typ PT100 und Drucksensoren durchgeführt.

Die technische Realisierung der Messgrößenumwandlung vom Messobjekt bis zur Messwertverarbeitung wird im Folgenden beschrieben.

### 6.1 Temperaturmessung

Die Temperaturmessung der Fluide im Versuchsstand wird mit Thermoelementen (Typ K) und Widerstandsthermometern vom Typ Pt100 durchgeführt [58]. Zur Messung der Fluidtemperaturen in Rohrleitungen und im Ein- und Austritt der Plattenapparate werden insgesamt zehn Pt100-Widerstandsthermometer verwendet. 25 Thermoelemente stehen zur Messung lokaler Wand- und Fluidtemperaturen im Plattenspalt zur Verfügung (siehe [Kapitel 10](#)).

#### 6.1.1 Thermoelemente

An jedem Kontakt zwischen zwei Metallen entsteht eine temperaturabhängige Spannungsdifferenz, die Thermospannung oder Temperaturspannung genannt wird. Wenn alle Übergangsstellen in einem Leiterkreis auf gleicher Temperatur liegen, heben sich die Spannungsdifferenzen auf. Setzt man eine Kontaktstelle einer Temperaturänderung aus, so erhält man eine Spannung, die der Temperaturdifferenz dieser Kontaktstelle zu den anderen Kontaktstellen in guter Näherung proportional ist (Seebeck-Effekt). Ist die Temperatur der Messstelle  $\vartheta_1$  und die der anderen Übergänge  $\vartheta_2$ , so ergibt sich die Spannung

$$U_{\text{th}} = k \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) = k \cdot \Delta\vartheta \quad (6.1)$$

Die Konstante  $k$  ist von den geometrischen Abmessungen unabhängig und hängt nur vom Material der beiden Leiter ab. Sie wird als Seebeck-Koeffizient oder thermoelektrische Kraft bezeichnet und hat Werte von einigen Mikrovolt pro K Temperaturdifferenz. Die Koeffizienten werden in der thermoelektrischen Spannungsreihe mit Platin als Referenz angegeben.

Zur Messung der Temperatur muss eine Übergangsstelle des Thermoelements, die Vergleichsstelle, auf einer konstanten Bezugstemperatur z.B. bei 0 °C gehalten werden. Alle anderen Kontaktstellen müssen symmetrisch angeordnet sein und auf jeweils gleicher Temperatur gehalten werden, so dass sich die Temperaturspannungen jeweils kompensieren. In [Bild 6.1](#) wird das Prinzip eines Thermoelementes gezeigt. Die konstante Bezugstemperatur an der Vergleichsstelle kann durch ein Eisbad oder durch eine Temperaturregelung erreicht werden.

In der beschriebenen Versuchsanordnung verfügt das Digitalmultimeter (siehe [Kapitel 6.6](#)), mit dem alle elektronischen Messwerte aufgenommen werden, über eine sog. „cold-junction“. Diese Referenzmessstelle sorgt für eine konstante Bezugstemperatur für alle am Multimeter

angeschlossenen Thermoelemente in der Messkette. Somit ist ein Eisbad oder eine externe Temperaturregelung nicht notwendig.

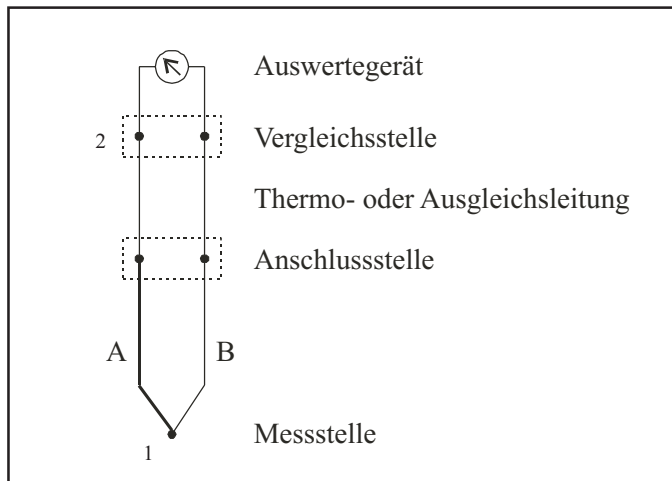


Bild 6.1: Funktionsprinzip eines Thermoelementes

Thermoelemente sind in der DIN EN 60584-1 und DIN 43710 mit ihren Spannungsreihen, zulässigen Toleranzen und in der Farbkennzeichnung genormt. Die Charakteristiken der wichtigsten Thermopaare sind in Tabelle 6.1 dargestellt. Dazu gehören: Eisen/Konstantan (Typ J), Kupfer/Konstantan (Typ T), Nickelchrom/Konstantan (Typ E), Nickelchrom/Nickel (Typ K), Platinrhodium/Platin (Typ S).

Der Messbereich umfasst für Thermoelemente mit unedlen Metallen  $-200$  bis  $+700$  °C, mit Edelmetallen  $0$  bis  $+1500$  °C. Die Messunsicherheit beträgt  $\pm 2$  % bis  $\pm 0,5$  % vom Endwert.

Element	Typ	Messbereich	Seebeck-Koeff. $k$	Mantel	Pluschenkel	Minuschenkel
Cu-CuNi	„T“	$-250$ °C– $400$ °C	$39$ $\mu$ V/K	braun	braun	weiß
Fe-CuNi	„J“	$-250$ °C– $700$ °C	$51$ $\mu$ V/K	schwarz	schwarz	weiß
NiCr-Ni	„K“	$-200$ °C– $1300$ °C	$41$ $\mu$ V/K	grün	grün	weiß
NiCr-CuNi	„E“	$-200$ °C– $800$ °C	$54$ $\mu$ V/K	violett	violett	weiß
Pt10Rh-Pt	„S“	$0$ °C– $1600$ °C	$10$ $\mu$ V/K	orange	orange	weiß

Tabelle 6.1: Thermoelemente nach DIN EN 60584-1 und DIN 43710

### 6.1.2 Widerstandsthermometer

Metalle und Metalllegierungen weisen eine beinahe lineare Abhängigkeit des elektrischen Widerstandes von der Temperatur auf, die aus der Abnahme der Elektronenbeweglichkeit mit steigender Temperatur aufgrund der thermischen Gitterschwingungen entsteht. Sie sind daher gut als Temperatursensoren geeignet. Die Temperaturcharakteristik hängt von der Stoffzusammensetzung bzw. der Reinheit ab. Der Temperaturkoeffizient des Widerstandes wird mit

$$\alpha_R = \frac{1}{R} \cdot \frac{dR}{d\vartheta} \quad (6.2)$$

berechnet und beträgt für reine Metalle ca.  $0,4$  %/K.

Platin hat sich als Widerstandsmaterial zur Herstellung von Pt100-Temperatursensoren für die industrielle Temperaturmessung im Temperaturbereich von  $-200$  °C bis  $850$  °C weltweit durchgesetzt. Vorteile wie chemische Resistenz, hohe Temperaturbeständigkeit, die präzise Darstellung und gute Reproduzierbarkeit seiner thermoelektrischen Eigenschaften, sowie die fast lineare Kennlinie haben dazu maßgebend beigetragen. Um einen universellen Austausch zu gewährleisten, sind in der Europannorm EN 60751 der elektrische Widerstand und die zulässige

Abweichung in Abhängigkeit zur Temperatur, sowie der Temperaturkoeffizient für Pt100-Temperatursensoren definiert. Die genormte Charakteristik für Platin, die für leicht verunreinigtes Platin gilt, weist im Bereich von 0 °C bis 100 °C einen mittleren Temperaturkoeffizienten  $\alpha_R = 0,385 \text{ \%}/\text{K}$  auf. Der Nennwert des Pt100-Temperatursensors bei 0 °C beträgt  $R = 100 \text{ Ohm}$ .

Metallwiderstandsthermometer zählen zu den genauesten Temperatursensoren. Die EN 60751 legt hinsichtlich der Messunsicherheit zwei Toleranzfelder fest, die Klasse „B“ mit einer Abweichung z.B. bei 0 °C von  $\pm 0,3 \text{ °C}$  und die Klasse „A“ mit  $\pm 0,15 \text{ °C}$ .

Um den temperaturabhängigen Widerstandswert des Pt100-Temperatursensors erfassen zu können, wird der von einem konstanten Messstrom verursachte Spannungsabfall gemessen. Hier gilt das Ohmsche Gesetz

$$U = R \cdot I \quad (6.3)$$

Der Messstrom sollte nicht mehr als  $I = 1 \text{ mA}$  betragen, damit eine Erwärmung des Sensors durch den Messstrom minimiert wird. Dieser Strom führt bei einem Pt100 zu einem Spannungsabfall von 0,1 V. Diese Messspannung muss durch die Anschlussleitung möglichst unverfälscht zur Anzeige oder Auswertung übertragen werden.

Im Folgenden werden die im Versuchsaufbau relevanten Anschlussstechniken erläutert [79].

### 6.1.3 Zweileitertechnik

Die Auswerteelektronik und der Temperatursensor werden mit einer zweiadrigen Leitung, wie im Bild 6.2 dargestellt, verbunden. Wie jeder elektrische Leiter hat auch dieser einen bestimmten Widerstand, der mit dem Sensor in Reihe geschaltet ist und zu einer erhöhten Temperaturanzeige führt. Beim Pt100 führt ein Temperaturunterschied von 1 K zu einer Abweichung von 0,385 Ohm. An Geräten mit Zweileiteranschluss ist meist ein Leitungsabgleich durch Abwickeln eines geeichten Vorwiderstandes vorgesehen.

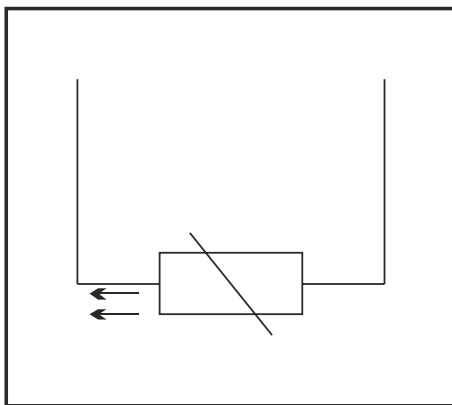


Bild 6.2: Zweileitertechnik

### 6.1.4 Dreileitertechnik

Bei Verwendung der Dreileitertechnik (siehe Bild 6.3) ist ein Leitungsabgleich nicht erforderlich. Hierbei wird ein dritter Leiter zu einem Anschlussdraht des Temperatursensors geführt. Er bildet einen weiteren Messkreis, der den Widerstand der Zuleitung ohne Temperatursensor darstellt. Dieser Widerstand wird durch eine Brückeneingangsschaltung vom Widerstandswert des Messkreises mit Sensor subtrahiert. Voraussetzung für das Funktionieren einer Dreileiterschaltung sind gleiche elektrische Eigenschaften der Zuleitungen.

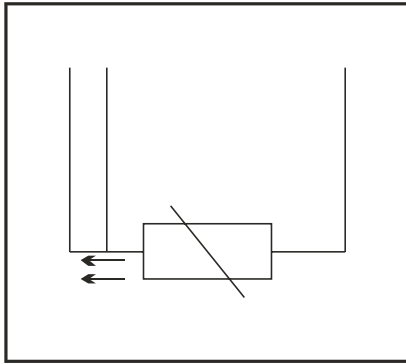


Bild 6.3: Dreileitertechnik

### 6.1.5 Vierleitertechnik

Die Vierleitertechnik ist in [Bild 6.4](#) schematisch dargestellt und bietet eine von den Zuleitungen unabhängige Widerstandsmessung des Temperatursensors. Je zwei Leiter sind mit den Sensoranschlussdrähten verbunden. Es entstehen zwei getrennte Messkreise. Ein Messkreis wird zur Stromversorgung  $I$ , der zweite zur Messung des Spannungsabfalls  $U$  genutzt. Liegt der Eingangswiderstand der Auswerteelektronik um ein Vielfaches höher als der Leitungswiderstand, so ist der ermittelte Spannungsabfall unabhängig von den Eigenschaften der Zuleitungen.

Bei einer Länge der Zuleitungen von mehreren Metern (wie es in dem beschriebenen Versuchsstand der Fall ist), ist die Vierleitertechnik einzusetzen, da sie eine höhere Messgenauigkeit liefert.

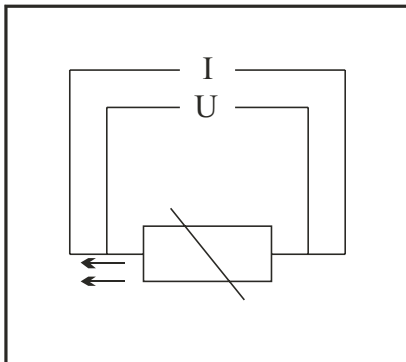


Bild 6.4: Vierleitertechnik

## 6.2 Druck

An der Versuchsanordnung werden zur Druckmessung acht Druckmessumformer DMU 01<sup>®</sup> der Firma Afriso eingesetzt. Das Messprinzip dieser Druckmessumformer beruht auf der Kapazitätsänderung in einer Keramikmesszelle.

Nachfolgend wird die Druckmessung mit kapazitiven Druckmessumformern im Allgemeinen und mit einer Keramikmesszelle im Besonderen erläutert [58].

### 6.2.1 Kapazitive Druckaufnehmer

Die Wirkung kapazitiver Druckaufnehmer beruht auf der Kapazitätsänderung eines als Kondensator aufgebauten Druckaufnehmers.

Für die Kapazität  $C$  eines Platten-Kondensators gilt die Gleichung

$$C = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot \frac{A}{h}, \quad (6.4)$$

in der  $A$  die Fläche der gegenüberliegenden Platten,  $h$  den Abstand der Platten,  $\varepsilon_0$  die Feldkonstante und  $\varepsilon_r$  die Dielektrizitätszahl des zwischen den Platten vorhandenen Mediums (z.B. Öl) bezeichnet. Aufgrund dieser Beziehung lassen sich Änderungen von  $A$ ,  $h$  und  $\varepsilon_r$  zur Druckmessung nutzen.

Die an der Versuchsanlage eingesetzten Druckmessumformer DMU 01<sup>®</sup> der Firma Afriso nutzen die Abstandsänderung  $h$  zwischen den Platten eines Einkammerkondensators zur Druckmessung. Da die Messwege bei diesen kapazitiven Druckwandlern sehr klein sind, ist die Messzelle aus einer hochbeständigen Keramik gefertigt.

Auf einem Keramikgrundkörper befindet sich eine Keramik-Membran. Keramikgrundkörper und Membran stellen dabei die Platten eines Kondensators dar. Der Plattenabstand zwischen dem Keramikgrundkörper und der Membran liegt im unteren Mikrometer-Bereich. Die Membran bewegt sich in diesem Bereich und bewirkt über den veränderlichen Plattenabstand Kapazitätsänderungen, die von der Messelektronik als Messsignal ausgegeben werden. Das Bild 6.5 zeigt beispielhaft den Aufbau eines kapazitiven Druckaufnehmers mit Einkammer-Keramikmesszelle.

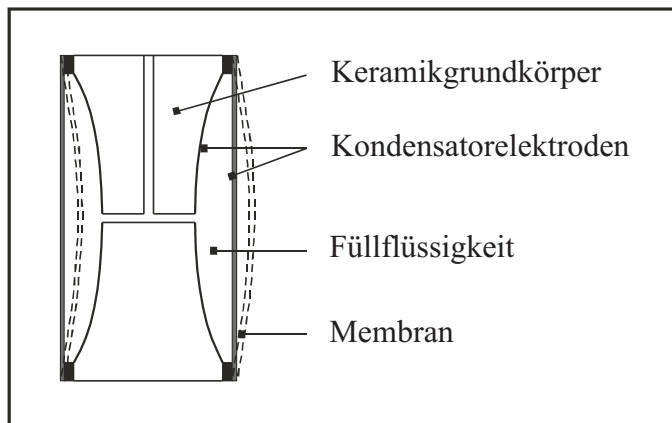


Bild 6.5: Prinzip der Einkammer-Keramikmesszelle

Bei Überlast wird der Abstand zwischen Keramikgrundkörper und Membran völlig überwunden, und die Membran schmiegt sich formschlüssig in den Keramikgrundkörper. Die Überlast führt so zu keinem weiteren Durchbiegen der Membran, so dass die Überdruckkräfte aufgefangen werden können und nur von der mechanischen Festigkeit des Messumformergehäuses begrenzt werden. Herstellerseitig wird der doppelte Messbereichsendwert als Überdrucksicherheit angegeben.

Die Druckmessumformer der Firma Afriso benötigen eine Versorgungsspannung von  $U = 11 - 33$  V DC. Entsprechend dem Messbereich des jeweiligen Sensors nehmen sie an ihrem Ausgang einen druckproportionalen Strom von  $I = 4 - 20$  mA an.

### 6.3 Kalibrierung der Druckwandler

Jeder Druckwandler liefert als Ausgangsgröße ein Stromausgangssignal von  $I = 4 - 20$  mA, welches vom Digitalmultimeter (DMM) Agilent 34970A<sup>®</sup> mit drei Multiplexer-Karten vom Typ 34901A<sup>®</sup> gemessen wird. Das DMM nimmt dafür in einer schnellen Abfolge eine Auswahl an Eingangssignalen auf (Scan). Das DMM sendet diese Messwerte als digitale Werte über den GPIB-Bus an den Auswertungsrechner. Die Umrechnung der Messwerte in den Druck  $p$  erfolgt im Messwernerfassungsprogramm durch Anwendung der Formel

$$p = A \cdot I + B \quad (6.5)$$

Da im DMM nur sechs Kanäle mit Strom als Eingangsgröße belegt werden können, wird bei drei der acht Druckwandler das Ausgangssignal  $I$  mit einem parallel geschalteten Widerstand  $R$  in

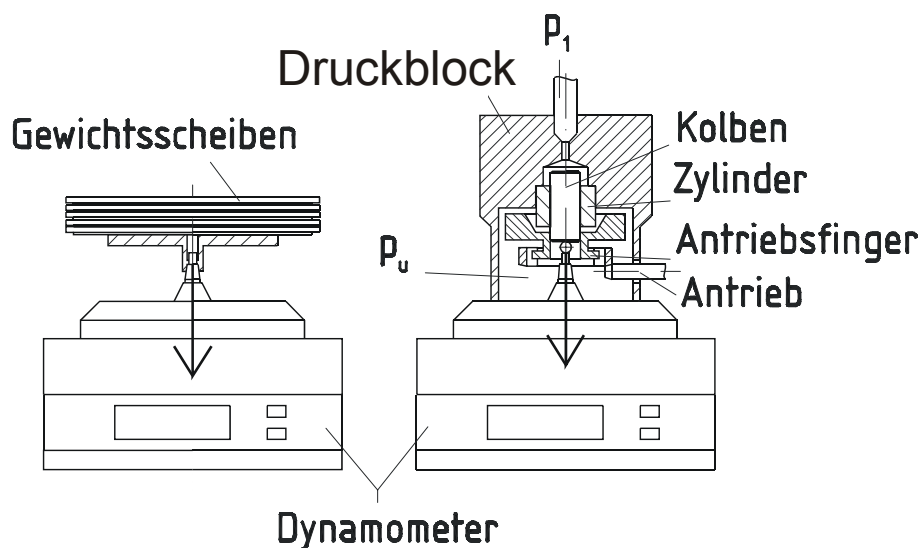
eine Spannung  $U$  gewandelt. Die Umrechnung der Spannung in den Druck erfolgt analog zu Gl. (6.5) nach der Formel:

$$p = A \cdot U + B \quad (6.6)$$

Die Parameter  $A$  und  $B$  werden für jeden DMU durch lineare Regression aus den Messwerten der Kalibrierung berechnet. Die Kalibrierung der Messumformer wird durch einen Vergleich der Anzeige des DMM mit der Anzeige einer sehr genauen Druckwaage vorgenommen. Die für die Spannungsmessung verwendeten ohmschen Widerstände haben eine vom Hersteller angegebene Toleranz von 1 % des Nennwertes. Um Fehler durch eine mögliche Abweichung des Widerstandswertes zu eliminieren, wird bereits während der Kalibrierung jedem der drei Messkanäle mit Spannungsmessung ein bestimmter Widerstand zugeordnet. Fehlerquellen sind die Ungenauigkeiten der Druckwandler und des DMM. Der relative Messfehler der Druckwandler ist mit 0,5 % angegeben, der des DMM beträgt weniger als 0,005 % bei Spannungs- und weniger als 0,035 % bei Strommessung [12]. Bei einem wahren Druckwert von 1000 kPa beträgt der Fehler demnach maximal 5,35 kPa.

### 6.3.1 Druckwandler für Relativdruckmessung

Im Versuchsstand kommen Druckwandler für die Messbereiche 0 – 4 bar, 0 – 10 bar und 0 – 16 bar zum Einsatz. Zur Kalibrierung wird eine im Institut betriebene Kolbendruckwaage verwendet. Sie besteht aus einem Druckblock, der den anliegenden Gasdruck  $p$  in eine Kraft  $F$  umformt, und einem Dynamometer, das die Kraft  $F$  misst und digital anzeigt. Bei der Kalibrierung der in der Anlage eingesetzten Druckwandler ist darauf zu achten, dass dieses Vergleichsmessgerät selbst ebenfalls kalibriert ist.



**Bild 6.6:** Kolbendruckwaage: automatische Kalibrierung (li.) und Messung (re.)

Das Dynamometer vom Typ D+H 21000<sup>®</sup>, Seriennummer 4312, ist mit einer automatischen Kalibrierfunktion ausgestattet. Da die Verwendung eines Kraftnormals als Vergleich unpraktisch ist, werden Scheiben bekannter Masse verwendet. Sie werden auf einen Teller, der auf der Kraftkupplung liegt, aufgebracht. Dieser Vorgang ist in [Bild 6.6](#) links dargestellt. Dabei wird die Kennlinie des Dynamometers automatisch so berechnet, dass sich bei der Messung der angezeigte Wert  $N$  proportional zur Gewichtskraft der Vergleichsmasse  $m$  verhält. Der Proportionalitätsfaktor lautet:

$$N_K = \frac{N}{m} \quad (6.7)$$

Der höchste mögliche Anzeigenwert beträgt 60000. Für dieses Dynamometer gilt  $N_K = 10$  SKT/g. Die größte mögliche Vergleichsmasse beträgt daher 6 kg. Die Vergleichsmasse  $m$ , auf die sich die Anzeige bezieht, kann mit folgender Formel in die Kraft  $F$ , die auf das Dynamometer übertragen wird, umgerechnet werden:

$$F = m \left( 1 - \frac{\rho_a}{\rho_m} \right) \cdot g_c \quad (6.8)$$

$m$  ist die Vergleichsmasse der Scheiben,  $\rho_a$  die Dichte des umgebenden Gases (Luft),  $\rho_m$  die Dichte der Scheiben und  $g_c$  die örtliche Fallbeschleunigung. Diese Werte beziehen sich auf die Bedingungen, die während der automatischen Kalibrierung des Dynamometers vorlagen.

Der Druckblock vom Typ D+H 710<sup>®</sup> hat die Seriennummer 607. Als Druckmedium wird bei diesem Druckblock Gas verwendet. Der Messbereich erstreckt sich von -1,2 bis +10,8 bar. Die wichtigste Komponente des Druckblocks ist ein fundamentales, metrologisches Messelement. Dieses Messelement, Seriennummer 3891, besteht aus einem Kolben und einem Zylinder. Oberhalb des Kolbens befindet sich das Gas, dessen Druckdifferenz zur Umgebung gemessen werden soll. Es übt auf die Kolbenoberseite eine Kraft aus. Der Kolben gleitet in den Zylinder, bis die Druckkraft mit der Federkraft, die vom Dynamometer von unten auf den Kolben wirkt, und der Druckkraft, die von der Umgebung auf die Unterseite des Kolbens wirkt, im Gleichgewicht steht. Um die Reibung, die der Kolbenbewegung axial entgegenwirkt, zu verringern, wird der Kolben in Rotation versetzt. Die Antriebskraft wird dabei über axial verschiebbare Antriebsfinger übertragen. Die zu messende Axialkraft wird, um Verluste gering zu halten, über eine Kugel auf das Dynamometer übertragen. Sie berechnet sich nach der Gleichung

$$F = \Delta p \cdot A \quad (6.9)$$

mit  $\Delta p$  als Differenzdruck. Die Fläche  $A$  wurde von der Kalibrierstelle des Herstellers mit einem Arbeitsnormal verglichen. Sie beträgt demnach bei einer Temperatur von 20 °C  $0,490298 \pm 0,00008 \text{ cm}^2$ . Gl. (6.9) ist die Definitionsgleichung der Druckeinheit Pascal. Der Druckblock als allein stehendes Messgerät ist damit kalibriert. Werden die Gln. (6.7) und (6.9) in Gl. (6.8) eingesetzt, ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen dem angezeigten Wert und der zu messenden Druckdifferenz:

$$\Delta p = \frac{\left( 1 - \frac{\rho_a}{\rho_m} \right) g}{A \cdot N_K} N = \frac{K_{n(20)}}{N_K} N \quad (6.10)$$

Der interne Umrechnungsfaktor

$$K_{n(20)} = \frac{\left( 1 - \frac{\rho_a}{\rho_m} \right) g}{A} \quad (6.11)$$

fasst die Größen  $\rho_a$ ,  $\rho_m$ ,  $g$  und  $A$  im Normzustand (Index  $n$ ) zusammen, der durch folgende Parameter definiert ist:

Temperatur $T_n$	20 °C
Druckdifferenz $\Delta p$	0 Pa
rel. Luftfeuchtigkeit $\varphi_n$	65 %
Erdbeschleunigung $g_n$	9,80665 m/s <sup>2</sup>
Luftdichte $\rho_{a,n}$	1,20 kg/m <sup>3</sup>

Die Dichte der Gewichtsscheiben wird vom Hersteller mit  $\rho_m = 7920 \text{ kg/m}^3$  angegeben. Für den internen Umrechnungsfaktor ergibt sich daraus  $K_n(20) = 1,99984 \cdot 10^5 \text{ Pa/kg}$ . Dieser Wert wird vom Hersteller auf dem Kalibrierschein angegeben.

Zur Berechnung des Differenzdrucks aus dem Anzeigewert wird der Faktor  $B(T)$  verwendet. In ihm sind der Proportionalitätsfaktor  $N_k$  und die Abweichungen der vorliegenden Bedingungen von den Normbedingungen enthalten. Die Abweichung der Luftdichte ist nur während der Kalibrierung des Dynamometers zu beachten. Da die Luftdichte während der letzten Kalibrierung dem Normwert entsprach, wird kein Korrekturterm für  $\rho_a$  benötigt. Die Kolbenfläche  $A$  ist abhängig von der Temperatur des Kolbens während der Messung:

$$A_{(T)} = A_{(20)} [1 + \alpha(T - 20)] \quad (6.12)$$

$\alpha$  ist der lineare Ausdehnungskoeffizient des Kolbens. Das Kolbenmaterial ist Wolfram-Karbid. Dafür wird vom Hersteller ein Wert von  $\alpha = 4,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$  angegeben. Die Temperatur am Messort variierte zwischen 19 °C und 21 °C. Die Abweichung der Kolbenfläche beträgt daher

$$\Delta A_{(T)} = \pm 4,5 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^2 \quad (6.13)$$

Gegenüber der vom Hersteller angegebenen Messunsicherheit bei der Querschnittsfläche  $\Delta A_{(20)} = \pm 8 \cdot 10^{-5} \text{ cm}^2$  kann  $\Delta A_{(T)}$  vernachlässigt werden. Die Erdbeschleunigung am Messort  $g_c$  weicht von der Erdbeschleunigung am Normort  $g_n$  ab. Der Faktor  $B_{(20)}$  zur Berechnung des Differenzdrucks aus dem Anzeigewert enthält daher nur einen Korrekturterm für die Erdbeschleunigung und lautet wie folgt:

$$\frac{\Delta p}{N} = \frac{K_{n(20)}}{N_k} \frac{g_c}{g_n} = B_{(20)} \quad (6.14)$$

Für den Messort, an dem eine Erdbeschleunigung von  $g_c = 9,81262 \text{ m/s}^2$  [35] gemessen wird, ergibt sich

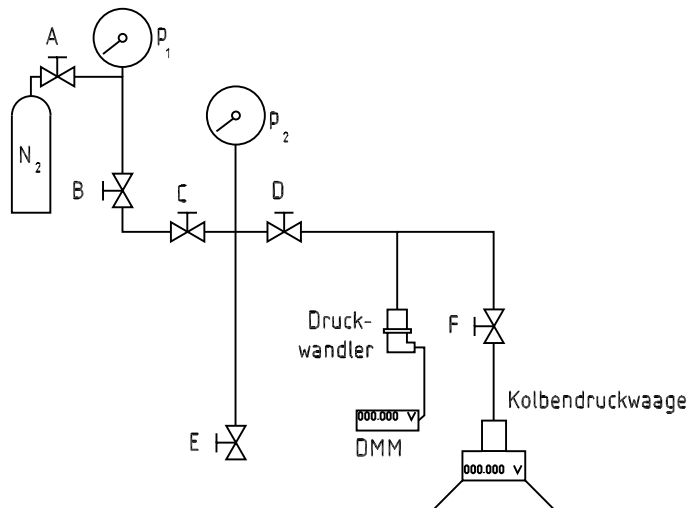
$$B_{(20)} = 20,0136 \frac{\text{Pa}}{\text{SKT}} \quad (6.15)$$

Der Aufbau der Kalibrierapparatur ist in [Bild 6.7](#) schematisch dargestellt. Vor den Messungen wird an der Kolbendruckwaage ein Nullpunktgleich durchgeführt. Gemessen wird jeweils zunächst bei einem Maximaldruck von 1000–1100 kPa und dann bei kleiner werdenden Drücken. Um Druckspitzen und ein zu schnelles Einströmen des Gases zu vermeiden, wird zum Erreichen des Maximaldrucks nur der Bereich vor dem Ventil D geöffnet und mit dem Druckminderungsventil A an der Gasflasche ein Druck von etwa 1100 kPa eingestellt. Nach einer Kontrolle anhand des Druckmessers  $p_2$  werden die Ventile D und F zu den beiden Messgeräten langsam geöffnet.

Beim Erreichen des Startdrucks wird Ventil C geschlossen. Beide Messgeräte zeigen nun zunächst abfallenden Druck an, der sich nach etwa fünf Minuten stabilisiert. Diese Beobachtung ist auf die Gastemperatur zurückzuführen. Beim Einfließen des Gases in die Zuleitung wird das



dort befindliche Gas komprimiert. Die Temperatur steigt mit dem Druck zunächst an. Nach dem Schließen des Ventils C gibt das Gas bei konstanter Stoffmenge und konstantem Volumen Wärme an die Leitung des Messsystems ab. Das Absinken der Gastemperatur bewirkt einen Druckverlust. Nach jedem Messwert wird der Druck über das Ventil E langsam auf den nächsten Messpunkt vermindert. Nach jedem Schließen dieses Ventils steigt der Systemdruck zunächst leicht an. Diese Beobachtung ist auf eine Umkehrung des Effekts beim Einströmen des Gases zurückzuführen. Das Gas kühlt sich beim Ausströmen ab.



**Bild 6.7:** Aufbau der Apparatur zur Kalibrierung der Relativdrucksensoren

Nach dem Schließen des Ventils E nimmt das Gas Wärme von der Gasleitung auf. Das Ansteigen der Gastemperatur bewirkt einen Druckanstieg. Die Messwerte werden abgelesen, sobald die Änderungsrate des Druckwertes ein sicheres gleichzeitiges Ablesen beider Messgeräte ermöglicht. Für jeden Druckwandler werden 11 bis 14 Messwertpaare aufgenommen. Aus diesen Werten werden durch lineare Regression  $p$ - $U$ - oder  $p$ - $I$ -Funktionen nach den Gln. (6.5) und (6.6), berechnet.

Nach der Kalibrierung wird für jeden Druckwandler eine weitere Messreihe aufgenommen, um die berechneten Werte zu überprüfen. Die Messwerte der zweiten Reihe werden in die Regressionsfunktion, die bei der ersten Reihe ermittelt worden ist, eingesetzt und die Differenz zur Anzeige des Vergleichsgerätes berechnet. Für die Druckwandler mit den Seriennummern 0027016, 0027019 und 0027444 ergibt sich eine befriedigende Übereinstimmung zwischen den beiden Messreihen. Die Druckwandler mit den Seriennummern 0027442 und 0027443 weisen jedoch eine deutliche Abweichung auf. Für die zweite Messreihe dieser Druckwandler wird eine Regressionsanalyse durchgeführt und die Abweichung der mit der Regressionsfunktion berechneten Werte von den Messwerten des Kalibriergerätes verglichen. Dieser Vergleich wird ebenso mit der ersten Messreihe durchgeführt. Da die zweite Messreihe jeweils eine geringere Abweichung der berechneten Werte von den Messwerten des Kalibriergerätes aufweist, werden dessen Ergebnisse für die weiteren Berechnungen verwendet. Die Werte der jeweils relevanten Messreihen sind im [Anhang A1](#) aufgeführt.

Nach der Kalibrierung werden die Druckwandler an die Messleitungen der Anlage angeschlossen und erneut bei einer Druckprobe überprüft. Die Messstellen sind nicht getrennt, so dass für alle Druckwandler der gleiche Messwert zu erwarten ist. Insbesondere bei Drücken über 10 bar treten jedoch Differenzen zwischen dem niedrigsten und dem höchsten angezeigten Wert von über 3 kPa auf. Die Messwerte finden sich in [Anhang A2](#). Da die Abweichungen im gesamten Druckbereich auftreten, handelt es sich um einen systematischen Fehler, der durch eine Anpassung des Parameters  $B$  minimiert werden kann. In [Tabelle 6.2](#) sind die Ergebnisse der Kalibrierung für die Druckwandler zusammengefasst.

S/N	$\Delta p_{\max}$	Kalibrierparameter			Messstelle
		A	A	B	
[-]	[kPa]	$\left[ \frac{\text{kPa}}{\text{mV}} \right]$	$\left[ \frac{\text{kPa}}{\text{mA}} \right]$	[kPa]	[-]
0021336	400		0,24968128	-97,785	Sole Verdampfer eintritt
0021337	400		0,25054133	-99,825	Sole Verdampferaustritt
0027016	1000	0,313551	-	-248,88	NH <sub>3</sub> Verdampfer eintritt
0027019	1000	0,313016	-	-249,18	NH <sub>3</sub> Verdampferaustritt
0027020	1000	-	62,487	-247,69	Öldruck
0027442	1600	-	9,9986	-399,62	Kondensatoreintritt
0027443	1600	-	10,0324	-395,55	Expansionsventil
0027444	1600	0,501064	-	-396,14	Kondensatoraustritt

Tabelle 6.2: Kalibrierung der Drucksensoren

### 6.3.2 Druckwandler für Absolutdruckmessung

Zur Bestimmung des Umgebungsdruckes wird ein Absolutdruckwandler vom Typ DMU01<sup>®</sup> der Firma Afriso verwendet. Der hiermit gemessene Luftdruck wird zum Relativdruck der anderen Sensoren addiert. Zur Kalibrierung wird ein im Institut betriebenes digitalanzeigendes fundamentales Drucknormal vom Typ D+H 21610<sup>®</sup> verwendet. Es besteht aus einer Kolben-Zylinder-Einheit (KZE), das den anliegenden Druck  $p$  in eine Kraft  $F$  wandelt, und einem Dynamometer, das diese Kraft anzeigt. Die Kalibrierung des Drucknormals selbst und die Umrechnung des angezeigten Wertes in den absoluten Druck wird analog zu der in [Kapitel 6.3.1](#) genannten Vorgehensweise durchgeführt. Die Kolbenfläche beträgt laut Kalibrierschein 1,960997 cm<sup>2</sup>. Für den Umrechnungsfaktor  $B_{(20)}$  ergibt sich

$$B_{(20)} = 5,00314 \frac{\text{Pa}}{\text{SKT}} \quad (6.16)$$

bei einer Temperatur von 20 °C. Bei dieser Temperatur wurde die Kalibrierung des Prüflings vorgenommen. Der Aufbau der Kalibrierapparatur ist in [Bild 6.8](#) dargestellt. Der zu kalibrierende Druckwandler zeigt den anliegenden Druck absolut, also als Differenz zum Vakuum an.

Das Drucknormal D+H 21610 kann als Absolutdruckmesser arbeiten, wenn an der Unterseite der KZE Vakuum erzeugt wird. Zu diesem Zweck wird der Anschluss für den Referenzdruck mit einer Vakuumpumpe verbunden. Zur Einstellung des Nullpunktes wird auch an der Messstelle oberhalb der KZE ein Vakuum erzeugt, indem die Ventile A und B geöffnet und das Ventil C geschlossen wird. Der Druck unterhalb der KZE kann am analogen Vakuum-Manometer abgelesen werden. Er beträgt während der Kalibrierung weniger als 1 Pa.

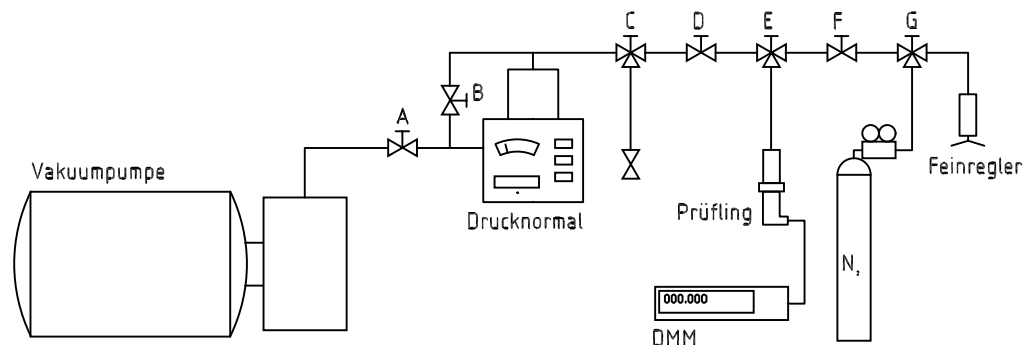


Bild 6.8: Aufbau der Apparatur zur Kalibrierung des Absolutdrucksensors

Nach dem Nullabgleich wird das Ventil B geschlossen und die Ventile D, E und F geöffnet. Durch langsames Öffnen des Ventils C strömt Luft in die Messapparatur, bis am Drucknormal und am Prüfling ein Druck von etwa 0,9 bar  $\approx$  18000 SKT erreicht werden. Weitere Messpunkte im Abstand von 500 SKT werden durch Komprimierung mit dem Feinregler abgeglichen. Für den Druckbereich oberhalb des atmosphärischen Drucks wird über das Ventil G Stickstoff in die Apparatur geleitet. Nach dem Erreichen des maximalen Drucks von 1,125 bar  $\approx$  22500 SKT werden die gleichen Messpunkte durch Ablassen des Drucks über das Ventil C noch einmal abgeglichen. Für die Berechnung der Kalibrierparameter wird der Mittelwert der am DMM angezeigten Stromstärken  $I$  verwendet.

## 6.4 Durchfluss

In der beschriebenen Versuchsanlage werden drei verschiedene Durchflussmessverfahren eingesetzt, die jeweils dem Einsatzgebiet angepasst sind [31]. Die Unsicherheiten, die sich durch die Verwendung dieser Durchflussmessverfahren in der Messkette ergeben, werden in [Kapitel 9.8.4](#) erläutert. Im Kondensatorsolekreis wird ein Ringkolbenzähler Multipulse<sup>®</sup> MP25 der Firma Trimec<sup>®</sup> verwendet. Ringkolbenzähler zeichnen sich durch eine sehr hohe Genauigkeit (Fehler kleiner 0,5 %) und Druckbeständigkeit aus. Aus diesem Grunde sollte dieses Gerät zunächst für die Volumenstrommessung des in den Verdampfer eintretenden Ammoniaks verwendet werden. Leider stellte sich heraus, dass einzelne Teile des Ringkolbenzählers sehr empfindlich auf das mitgerissene Verdichteröl im flüssigen Ammoniak reagieren und der Ringkolbenzähler deshalb für diese Aufgabe nicht geeignet ist.

Anstelle des Ringkolbenzählers wird der dem Verdampfer zugeführte Volumenstrom an flüssigem Ammoniak durch einen Ultraschalldurchflussmesser der Firma Panametrics<sup>®</sup> bestimmt. Da der Ultraschalldurchflussmesser von außen durch das Rohr den Volumenstrom des Ammoniaks misst, wird die Strömung im Rohr nicht beeinflusst und es entstehen keine Druckverluste wie beim Ringkolbenzähler. Dagegen ist die Messmethode nicht so genau (Fehler kleiner 2 %) wie die des Ringkolbenzählers.

Der Volumenstrom der Sole, der durch den Verdampfer fließt, wird mit einem Flügelraddurchflusssensor FS1000<sup>®</sup> der Firma Tablar<sup>®</sup> gemessen. An diesen Volumenstromzähler werden nicht allzu hohe Ansprüche gestellt, da das zu vermessende Medium nicht chemisch aggressiv ist und keine hohen Drücke in der Leitung herrschen. Die Genauigkeit des Flügelradsensors liegt nach Herstellerangaben bei 1% und ist daher für die Bilanzierung der Verdampfungsvorgänge im Verdampfer ausreichend.

### 6.4.1 Flügelradzähler

Der Flügelradzähler gehört hinsichtlich seiner Arbeitsweise zu den mittelbaren Aufnehmern, d.h. das zu vermessende Fluid braucht nach Krümmern und Ventilen eine gerade Ein- und Auslaufrohrstrecke zur Beruhigung der Strömung. Das Gerät hat als messgrößenempfindliches Element ein sich im Fluidstrom proportional zur Geschwindigkeit drehendes Flügelrad. Die Drehzahl des Flügelrades wird von einem Hall-Sensor aufgenommen und in einen durchflussproportionalen Ausgangsstrom von  $I = 4 - 20$  mA umgewandelt.

Das horizontal im Gehäuse gelagerte Laufrad wird in tangentialer Richtung angeströmt und in Drehung versetzt. Der eingesetzte Flügelraddurchflusssensor FS 1000<sup>®</sup> der Firma Tablar ist ein Einstrahlzähler, bei dem die Strömungsrichtung nur wenig geändert wird. Dieser überwacht und zählt kleine bis mittlere Durchflussmengen niedrigviskoser flüssiger Stoffe und nimmt nur einen kleinen Teil des Rohrdurchmessers ein. Die Drehgeschwindigkeit des Flügelrades ist abhängig von der örtlichen Fluidgeschwindigkeit. Da der Rohrdurchmesser und der Viskositätsbereich durch den Hersteller festgelegt sind, besteht eine lineare Beziehung zwischen der Drehgeschwindigkeit des Flügelrades und dem Volumenstrom.

Der Linearitätsfaktor ist einstellbar. Zur Kontrolle verfügt das Messgerät über ein Display. Zur optimalen Ausnutzung des Messbereiches wird bei maximalem Durchfluss am Display der Volumenstrom abgelesen und der Linearitätsfaktor so eingestellt, dass ein Ausgangssignal von  $I = 20 \text{ mA}$  anliegt. Mit dem bekannten Ausgangssignal  $\dot{V} = 0$  wird die lineare Funktion  $I_A(\dot{V})$  bestimmt und das Messwerterfassungsprogramm entsprechend konfiguriert.

Da der Zähler selbst störend auf die Strömung einwirkt, stellt ein Flügelradzähler geringere Anforderungen an die Länge der Ein- und Auslaufstrecken. Der Messfehler des Gerätes wird vom Hersteller mit 1 % angegeben. Der schematische Aufbau eines Flügelradzählers ist in Bild 6.9 dargestellt. Um Beeinflussung durch Luftblasen in der Rohrleitung zu verhindern, wird der Sensor mit dem Flügelrad nach unten eingebaut.

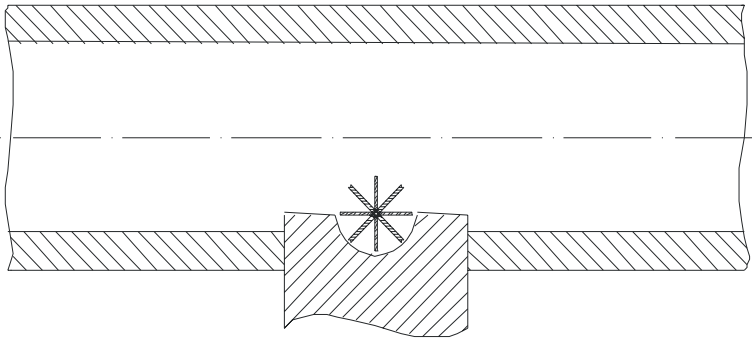


Bild 6.9: Funktionsprinzip Flügelradzähler

#### 6.4.2 Ringkolbenzähler

Der Ringkolbenzähler ist ein unmittelbarer Aufnehmer, der keine Ein- und Auslaufstrecken benötigt. Er besitzt bewegliche Kammerwände und ist somit ein Verdrängungszähler. Charakterisierend ist die Quantisierung des zu messenden Volumens. Die Kammerwände schließen eine Folge von Teilvolumina ab, die in einem Zählwerk zum Gesamtvolumen addiert werden. Verdrängungszähler entnehmen die Antriebsenergie dem zu messenden Fluid. Das Ausgangssignal des messgrößenempfindlichen Elementes ist auch hier die Drehzahl. Der in der Versuchsanordnung eingesetzte Ringkolbenzähler ist ein Durchflussmesser aus der Multipulse<sup>®</sup>-Modellreihe der Firma Trimec Industries.

In Bild 6.10 ist die Arbeitsweise eines Ringkolbenzählers schematisch dargestellt. Die fettgedruckten dunklen Linien stellen den feststehenden zylindrischen Spalt dar, durch den das Fluid tangential strömt. Innen- und Außenwand des Spaltes sind an einer Stelle durch einen Steg miteinander verbunden.

Neben dem Steg befinden sich zwei Öffnungen, die als Ein- und Auslass des Fluides dienen. In der Achse des zylindrischen Spaltes befindet sich ein feststehender Zapfen, der ebenfalls dunkel dargestellt ist. Dieser Zapfen und die Innenwand des Spaltes bilden einen weiteren Ringspalt. Der Ringkolben ist in Bild 6.10 grau dargestellt. Er weist an einer Stelle einen Schlitz auf. In diesen Schlitz greift der Steg des zylindrischen Spaltes. Die Achse des Ringkolbens kann in dem Spalt, der durch den feststehenden Zapfen und die Innenwand des Fluidspaltes gebildet wird, umlaufen.

Durch den Ringkolben wird der Fluidspalt in vier getrennte Räume geteilt. Die Räume außerhalb des Ringkolbens sind mit V1 und V2, die Räume innerhalb des Ringkolbens sind mit V3 und V4 bezeichnet. Das durch den Einlass einströmende Fluid gelangt je nach Position des Ringkolbens entweder in den Außen- oder in den Innenraum. Durch die Anordnung des Steges und der Öffnungen wird der Ringkolben dabei immer so verdrängt, dass seine Achse im Uhrzeigersinn um die Fluidspaltachse läuft. Im ersten Bild oben links gelangt der überwiegende Anteil des

einströmenden Fluids in den Innenraum V4. Der größte Teil des ausströmenden Fluids verlässt den Innenraum V3. Dadurch wird der Kolben nach unten rechts abgedrängt und es bildet sich das Volumen V2 aus. Im Bild 6.10 unten links ist V3 bereits fast vollständig verschwunden, und der Antrieb des Ringkolbens erfolgt zunehmend durch das in V2 einströmende Fluid. Im Bild 6.10 oben rechts ist V3 vollständig verschwunden und der Innenraum vollständig von den Zu- und Abläufen abgetrennt. Im Folgenden bildet sich am Einlauf ein neues Volumen V3 aus, während das in V4 befindliche Fluid durch den Auslass abfließt. Nach einer weiteren Vierteldrehung befindet sich der Ringkolben wieder in der Ausgangsposition, wobei die Bezeichnung des Volumens V1 mit V2 und V3 mit V4 vertauscht sind.

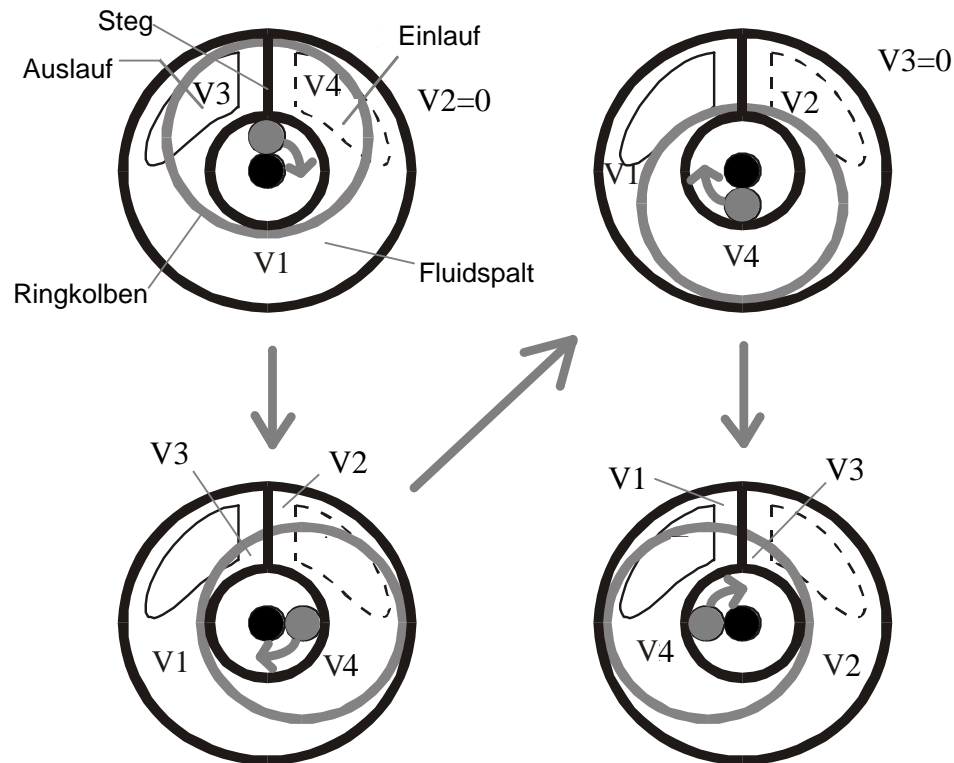


Bild 6.10: Funktionsweise des Ringkolbenzählers

Die Funktionsweise des Ringkolbenzählers stellt sicher, dass bei jedem Umlauf des Ringkolbenzylinders ein bestimmtes Fluidvolumen vom Ein- zum Austritt transportiert wird. Es werden keine Anforderungen an die Einlaufstrecke gestellt. Auch bei geringen Durchflussmengen arbeitet der Ringkolbenzähler zuverlässig und genau.

Als Ausgangssignal gibt der Ringkolbenzähler bei jeder Umdrehung eine durch die Signalquelle (Reed-Relais oder Hall-Sensor) bestimmte Anzahl von Spannungsimpulsen ab. Die Frequenz dieser Impulse ist daher linear abhängig von der Drehzahl des Kolbens und damit vom Volumenstrom. Am Digitalmultimeter (DMM) wird die Frequenz  $f$  des Spannungssignals gemessen. Daraus wird der Volumenstrom  $\dot{V}$  wie folgt berechnet:

$$\dot{V} = \frac{f}{PPL} \quad (6.17)$$

Die Zahl der Impulse des Hall-Sensors ist auf dem Kalibrierschein des Herstellers mit 101,3 pro Liter (PPL) angegeben. Daraus ergibt sich für den Volumenstrom:

$$\dot{V} = 0,009872 f \frac{1}{s} = 0,5923 f \frac{1}{\text{min}} \quad (6.18)$$

mit der Frequenz  $f$  in Hz. Die untere Grenze des Messbereiches wird von der Größe der Zeitbasis bei der Frequenzmessung im DMM festgelegt. Die Zeitbasis beträgt maximal  $t = 1$  s (Einstellung

*slow*). In diesem Zeitfenster werden alle Impulse gezählt und als Frequenz ausgegeben. Da die Zeitbasis regelmäßig kein Vielfaches der Zeitdifferenz zwischen zwei Impulsen ist, ist die Anzahl der gezählten Impulse vom Beginn des Zeitintervalls abhängig. Der zufällige Fehler beträgt maximal 1 Impuls pro Zeitfenster. Um einen zufälligen Fehler unter 1 % zu erhalten, müssen daher mindestens 100 Impulse gemessen werden. Der entsprechende Volumenstrom beträgt bei einer Zeitbasis von 1s 59,23 l/min. Bei einer Zeitbasis von 100 ms, die nach einer Zurücksetzung der Betriebsparameter des DMM gesetzt wird, beträgt dieser Wert 592,3 l/min. Bei einem tatsächlichen Volumenstrom von 5 l/min wird in dieser Einstellung unter Umständen nicht ein Impuls registriert. Eine Verbesserung kann dadurch erzielt werden, dass aus mehreren Messungen ein Mittelwert gebildet wird. Neben der zu geringen Zeitbasis tritt als Fehlerquelle eine fehlerhafte Erkennung des Impulssignals in Erscheinung. Das DMM kann das Signal nur richtig auswerten, wenn der Spannungsbereich richtig eingestellt ist. Bei einem zu niedrig gewählten Spannungsbereich werden superponierende Signale aus dem Versorgungsnetz registriert. Bei einem zu hoch gewählten Spannungsbereich werden keine Signale detektiert.

### 6.4.3 Ultraschallzähler

Das Ultraschallverfahren arbeitet mit Ultraschallwellen. Dabei ist die Schallgeschwindigkeit, mit der sich der Ultraschall in einem gegebenen Medium fortpflanzt, eine stoffspezifische Größe. Wird ein Schallimpuls von einem Ort zu einem zweiten Ort durch ein Medium gesendet, so überbrückt der Schall die Strecke mit der spezifischen Schallgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeit der Schallübertragung ändert sich dann, wenn das Medium selbst in Bewegung ist.

Die Vorteile eines Ultraschall-Messverfahrens sind darin zu sehen, dass sie keine mechanisch bewegten Teile enthalten, keine Druckverluste erzeugen und einen linearen Zusammenhang zwischen Durchfluss und Messgröße aufweisen. Nachteilig ist, dass das Messsignal von der Geschwindigkeitsverteilung im Fluid abhängig ist, dass Ablagerungen auf der Rohrwand sowie auf dem Sender/Empfänger das Messsignal beeinflussen. Leider werden auch durch Gasblasen die Messergebnisse verfälscht.

Als Ultraschall-Durchflusstransmitter wird das Modell XMT868<sup>®</sup> der Firma Panametrics eingesetzt. Das Gerät kann eine Ultraschall-Durchflussmessung sowohl nach dem Laufzeitdifferenz-Verfahren als auch nach der von Panametrics patentierten TransFlection<sup>®</sup>-Methode durchführen. Das im Folgenden beschriebene Laufzeitdifferenz-Verfahren ist die gebräuchlichste Methode mittels Ultraschall den Durchfluss zu messen. Das TransFlection<sup>®</sup>-Verfahren eignet sich insbesondere zur Durchflussmessung für stark verunreinigte und stark schalldämpfende, mehrphasige Medien. Da im Anlagenbetrieb derartige Medien nicht verwendet werden, findet dieses Verfahren keine Anwendung und wird in dieser Arbeit auch nicht näher erläutert.

### 6.4.4 Das Laufzeitdifferenz-Verfahren

Das Laufzeitdifferenz-Verfahren misst die Differenz zweier Schalllaufzeiten in einem Medium. Das Verfahren arbeitet mit zwei Ultraschallmessköpfen. Die Ultraschallmessköpfe senden und empfangen abwechselnd Ultraschallsignale durch die Flüssigkeit im Rohr. Einer der Ultraschallmessköpfe sendet seine Impulse in Strömungsrichtung, der andere gegen die Strömungsrichtung des Mediums im Rohr.

Strömt die Flüssigkeit im Rohr, so ist die Übertragungszeit des Ultraschallsignals in Strömungsrichtung kürzer als die Übertragungszeit des Ultraschallsignals entgegen der Strömungsrichtung. Die Differenz der Übertragungszeiten ist proportional der Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit. Mit den konstanten Rohrdaten errechnen sich der Volumenstrom und die Strömungsrichtung. Das Funktionsprinzip eines Ultraschall-Durchflussmessers ist in [Bild 6.11](#) dargestellt. Die Berechnungsgleichungen für das Laufzeitdifferenz-Verfahren werden im Folgenden hergeleitet.

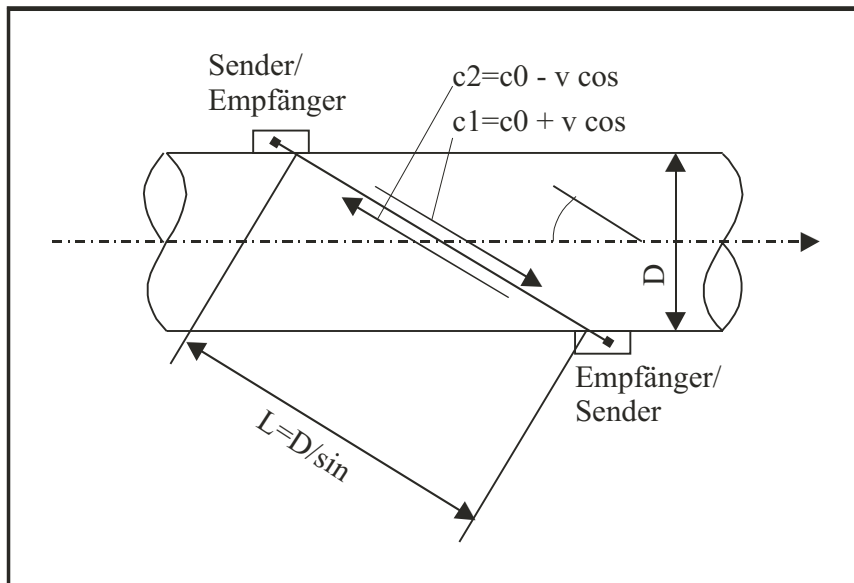


Bild 6.11: Funktionsprinzip eines Ultraschall-Durchflussmessers

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit  $c$  eines akustischen Signals in einem Medium relativ zu einem ruhenden Beobachter ist die Summe aus der Schallgeschwindigkeit  $c_0$  und der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  des Fluids. Unter Berücksichtigung eines Neigungswinkels  $\varphi$  zwischen der Ausbreitungsrichtung des Schalls und der Strömungsrichtung des Fluids gilt die Gleichung

$$c = c_0 + w \cdot \cos \varphi \quad (6.19)$$

Werden in einer Rohrleitung in einem Abstand  $L$  voneinander jeweils ein Ultraschall-Sender und –Empfänger eingebaut, so lässt sich die Laufzeit  $t_1$  eines Ultraschall-Impulses mit

$$t_1 = \frac{L}{c_0 + w \cdot \cos \varphi} \quad (6.20)$$

bestimmen. Wird die Funktion von Sender und Empfänger durch elektronische Umschaltung vertauscht, ist die Bestimmung der Laufzeit  $t_2$  eines Ultraschall-Impulses in Gegenrichtung durch folgende Gleichung möglich,

$$t_2 = \frac{L}{c_0 - w \cdot \cos \varphi} \quad (6.21)$$

Für die Laufzeitdifferenz  $\Delta t = t_2 - t_1$  ergibt sich

$$\Delta t = \frac{L \cdot 2 \cdot w \cdot \cos \varphi}{c_0^2 \cdot \left(1 - w^2 \cdot \cos^2 \varphi / c_0^2\right)} \quad (6.22)$$

Mit der Beziehung  $\frac{w^2}{c_0^2} \ll 1$  folgt für die Fluidgeschwindigkeit

$$w = \frac{c_0^2}{2 \cdot L \cdot \cos \varphi} \cdot \Delta t \quad (6.23)$$

Um in Gl. (6.23) die Temperaturabhängigkeit der Schallgeschwindigkeit zu eliminieren, wird folgende Näherung benutzt

$$c_0^2 \approx \frac{L^2}{t_1 \cdot t_2} \quad (6.24)$$

woraus folgt

$$w = \frac{L}{2 \cdot \cos \varphi} \cdot \frac{\Delta t}{t_1 \cdot t_2} \quad (6.25)$$

Aus der Kenntnis der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  des Mediums und des Rohrquerschnitts  $A$  lässt sich nach

$$\dot{V} = w \cdot A \quad (6.26)$$

der Volumendurchfluss  $\dot{V}$  berechnen.

## 6.5 Superponierende Einflüsseffekte

Bei elektrischen Messeinrichtungen kann es durch Störeinflüsse zu Messfehlern kommen. Bei den Störeinflüssen wird zwischen elektrischen bzw. elektromagnetischen Störgrößen und nichtelektrischen Störgrößen unterschieden. Im Folgenden wird nur auf die elektrischen und elektromagnetischen Störgrößen und ihre Beseitigung eingegangen.

Als Störquellen kommen nicht nur systemfremde Geräte und Anlagen in Betracht, sondern auch benachbarte Messglieder derselben Messeinrichtung. Beispielsweise treten häufig unerwünschte gegenseitige Beeinflussungen elektronischer Messglieder über gemeinsame Netzgeräte auf. Die Störsignale können auf unterschiedliche Art und Weise in das Messsystem eindringen und dort einen Messfehler erzeugen. Bei der Widerstandskopplung dringen die Störsignale über ohmsche Widerstände oder Erdungen in das Messsystem ein. Ein häufig auftretender Fall ist die Bildung einer Erdschleife (Bild 6.12). Erdschleifen entstehen, wenn der Messsensor und die Auswerteeinheit an unterschiedlichen Punkten geerdet sind. Durch einen Potentialunterschied  $U_G$  zwischen den Erdungspunkten fließt ein Fehlerstrom durch eine Messleitung.

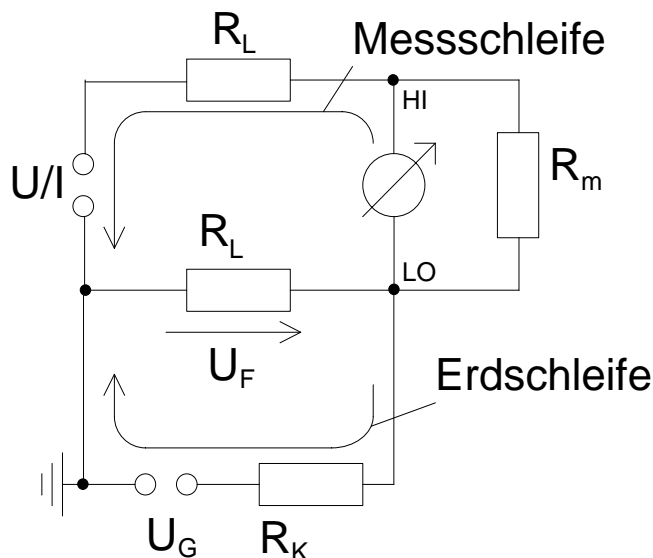


Bild 6.12: Erdschleife

Dieser Strom erzeugt eine Fehlerspannung  $U_F$  zwischen den Enden der Messleitungen. Sie beträgt

$$U_F = U_G \frac{R_L}{R_L + R_K} \quad (6.27)$$



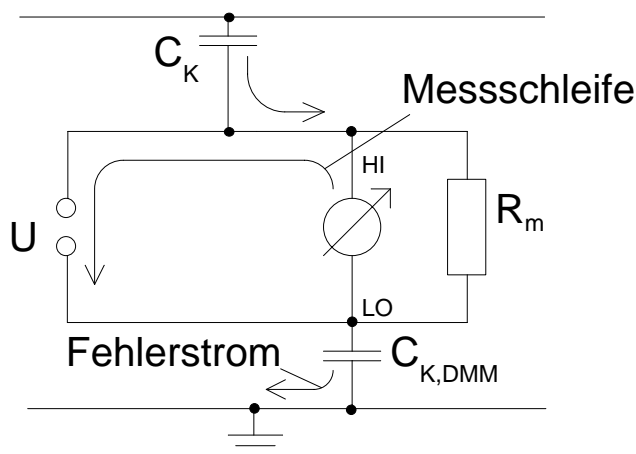
Bei Messungen von Gleichstrom einer geregelten Stromquelle ist der Messaufbau unempfindlich gegen Erdschleifen, da der Fehlerstrom nicht durch das DMM, sondern vom LO-Eingang des DMM direkt zur Erde hin abfließt. Wird der Messfühler jedoch an der mit dem HI-Eingang des DMM verbundenen Ausgang geerdet, fließt der Fehlerstrom durch das DMM und führt dort zu einem Messfehler. Die Messfühler der Versuchsanordnung werden nicht geerdet. Die Messungen werden daher nicht von Erdschleifen beeinflusst. Werden die Störsignale über kapazitive Teile des Messsystems übertragen, spricht man von elektrischer Kopplung. Solche kapazitiven Elemente können die Messfühler, die Leitungen und auch das DMM sein. Als Störquellen kommen beispielsweise benachbarte Fremdleitungen in Betracht, die die Netzspannung von 230 V/50 Hz führen. Wenn der interne Widerstand des Messfühlers sehr groß ist, berechnet sich die Fehlerspannung zu

$$U_F = U_Z \frac{R_m}{\frac{1}{\omega C_K} + \frac{1}{\omega C_{K,DMM}} + R_m}, \text{ mit} \quad (6.28)$$

- $R_m$  Innenwiderstand des Digitalmultimeters,
- $U_Z$  Spannung des angekoppelten Systems,
- $\omega$  Frequenz des angekoppelten Systems,
- $C_K$  Kopplungskapazität des zweiten Kopplungspunktes,
- $C_{K,DMM}$  Kopplungskapazität der Verbindung DMM-Erde.

Elektrische Kopplung tritt nur bei Wechselspannung auf, denn für  $\omega = 0$  wird der Nenner (Ersatzwiderstand) unendlich groß. Wenn  $\omega > 0$  ist, z.B. bei Einkopplungen der Netzspannung, wird das Messsignal von einem Störsignal überlagert.

Die Störung ist dann abhängig von  $C_K$ . Die Koppelkapazität des DMM-Moduls HP 34901A<sup>®</sup> wird vom Hersteller mit  $C_{K,DMM} < 80$  pF angegeben. Die Kopplungskapazität der Leitungen kann durch günstige Kabelführung gering gehalten werden. Dazu gehört die Einhaltung eines möglichst großen Abstandes zu störenden Netzspannungsleitungen. Das DMM bietet zudem die Möglichkeit, Störsignale der Netzfrequenz auszufiltern.



**Bild 6.13:** elektrische Kopplung

Die Erdung eines Punktes des Messsystems bringt in vielen Fällen keine Verbesserung der Messgenauigkeit. Wird beispielsweise in [Bild 6.13](#) der LO-Eingang des DMM mit Erde verbunden, wird die dort bestehende hochohmige Ableitimpedanz durch eine feste Kopplung ersetzt. Die Störspannung, die über die Kapazität  $C_K$  in das System eingekoppelt wird, teilt sich nun nicht mehr auf zwei Ableitimpedanzen auf. Dadurch fällt am DMM eine entsprechend höhere Teilspannung ab. Eine Erdung als Betriebsmaßnahme ist dann sinnvoll, wenn eine Ableitimpedanz selbst zeitlichen Veränderungen ausgesetzt ist. Eine Erdung des Messsystems an

der Stelle, die den wechselnden Kopplungsbedingungen ausgesetzt ist, beseitigt den schwankenden Einfluss dieser Impedanz auf den Messkreis und ermöglicht reproduzierbare Messungen. Bei der bestehenden Versuchsanlage erscheint eine solche Maßnahme nicht als erforderlich. Das Vorhandensein von superponierenden Einflusseffekten kann allerdings nur durch eine oszillographische Analyse der Messsignale sicher ausgeschlossen werden.

Die Kommunikation mit dem Messgerät erfolgt mit der Programmiersprache SCPI (Standard Commands for Programmable Instruments). Sie enthält die Festlegung von Befehlen und Abfragen, mit denen das Digitalmultimeter „Agilent 34970A“ programmiert werden kann [5].

## 6.6 Messgerät und Schnittstellenkarte

### 6.6.1 Digitalmultimeter Agilent 34970A®

Das Messgerätemodell „34970A“ der Firma Agilent Technologies ist ein 6½-stelliges Digitalmultimeter zur Datenerfassung. Das Messgerät ist in Bild 6.14 dargestellt.



Bild 6.14: Das Digitalmultimeter „Agilent 34970A“

Zur Datenerfassung ist das Gerät optional mit drei Multiplexer-Karten vom Typ „34901A“ ausgestattet. Sie werden auf der Rückseite des Messgerätes in drei dafür vorgesehene Slots eingeschoben. Durch die drei Multiplexer-Karten stehen bis zu 66 Messkanäle zur Verfügung, an die die Messsensoren (z.B. Thermoelemente, Widerstandsthermometer, Drucksensoren und Durchflussmesser) angeschlossen werden. Das Digitalmultimeter eignet sich zur Temperaturmessung mit Thermoelementen (TC), Widerstandsthermometern (RTD/FRTD) und Heißleitern, zur DC/AC Spannungsmessung, zur DC/AC Strommessung, zur Widerstandsmessung und zur Frequenz- und Periodenmessung. Die während des Betriebs der Versuchsanlage über die Kanäle der Multiplexer-Karten erfassten Messdaten werden in einem internen Gerätespeicher des Digitalmultimeters abgelegt. Dieser Gerätespeicher ist ein Dauerspeicher für 50000 Messwerte. Das Messwerterfassungsprogramm liest die zwischengespeicherten Messdaten mit Hilfe einer für das Digitalmultimeter spezifizierten Befehlssequenz aus. Die Datenübertragung vom Messgerät zum Rechner erfolgt über ein GPIB-Bussystem. Hierzu ist das Gerät mit einer GPIB-Schnittstelle gemäß dem IEEE488.2-Standard ausgestattet. Um das Messgerät auf dem GPIB-Bus lokalisieren zu können, muss dem Gerät eine Adresse zugeteilt werden. Gegenwärtig besitzt das Multimeter die Adresse „9“, die aber am Gerät verändert werden kann. Über diese Adresse wird das Digitalmultimeter vom Messwerterfassungsprogramm angesprochen. Die GPIB-Schnittstelle ermöglicht die Ausgabe der Messwerte an den Rechner sowie das Verändern von Geräteeinstellungen wie die

Messkanalkonfiguration. Jeder Kanal ist unabhängig voneinander konfigurierbar. Das bedeutet, dass z.B. Kanal 1 zur DC Spannungsmessung, Kanal 2 zur Temperaturmessung mit einem Thermoelement vom Typ K und die Kanäle 3 und 13 zur 4-Leiter Widerstandsmessung genutzt werden können.

### 6.6.2 Messgrößen und Messbereiche

Das Digitalmultimeter „Agilent 34970A“ eignet sich zur Temperaturmessung mit Thermoelementen (TC), Widerstandsthermometern (RTD/FRTD) und Heißleitern, zur DC/AC Spannungsmessung, zur DC/AC Strommessung, zur Widerstandsmessung und zur Frequenz- und Periodenmessung [5]. Die Messbereiche für jede Messgröße sind in Tabelle 6.3 zusammengefasst.

Eingangsart	Meßbereich	Einheit	Bemerkung
DC Spannung	100.0000 mV	mV	
	1.000000 V	V	
	10.00000 V		
	100.0000 V		
	300.0000 V		
AC Spannung	100.0000 mV	mV	
	1.000000 V	V	
	10.00000 V		
	100.0000 V		
	300.0000 V		
DC Strom	10.00000 mA	mA	
	100.0000 mA	A	
	1.000000 A		
AC Strom	10.00000 mA	mA	
	100.0000 mA	A	
	1.000000 A		
Thermoelement	1100 bis 1820 °C	°C	Typ B
	-150 bis 1000 °C		Typ E
	-150 bis 1200 °C		Typ J
	-100 bis 1200 °C		Typ K
	-100 bis 1300 °C		Typ N
	300 bis 1760 °C		Typ R
	400 bis 1760 °C		Typ S
	-100 bis 400 °C		Typ T
RTD	-200 bis 600 °C	°C	$\alpha_R=0.00385$ $\alpha_R=0.00392$
Thermistor (Heißleiter)	-80 bis 150 °C	°C	
Widerstand	100.000 $\Omega$	$\Omega$	
	1.000000 k $\Omega$		
	10.00000 k $\Omega$		
	100.0000 k $\Omega$		
	1.000000 M $\Omega$	M $\Omega$	
	10.00000 M $\Omega$		
	100.0000 M $\Omega$		
Frequenz / Periode	3 Hz bis 300 kHz		

Tabelle. 6.3: Messgrößen und Messbereiche des "Agilent34970A"

### 6.6.3 Befehlssequenz zur Messdatenerfassung

Die Befehlssequenz zur Kommunikation mit dem Digitalmultimeter „Agilent 34970A“ teilt sich auf in eine Konfigurationssequenz und eine Datenerfassungssequenz. Die Konfigurationssequenz wird in den VI ‚Konfiguration.vi‘ und ‚Konfigurationsstring.vi‘ zusammengestellt. Die Datenerfassungssequenz ist im VI ‚Main.vi‘ zu finden. Beide Befehlssequenzen werden vom

Programm in Abhängigkeit von der Kanalauswahl und der Messgrößenkonfiguration zusammengestellt.

#### 6.6.4 Datenerfassungssequenz

In der Datenerfassungssequenz wird die in der Konfigurationssequenz zusammengestellte Scan-Liste noch einmal an das Messgerät übergeben. Ein weiterer Befehl legt die Art des Trigger-Impulses fest, der den Messvorgang auslöst. Das Messgerät wird in einen Status versetzt, in dem es auf den Trigger-Impuls wartet und leitet nach dessen Erhalt den Mess- und Scanvorgang ein. Die Messdaten werden aus dem internen Speicher des Messgerätes abgerufen und an das Messwerterfassungsprogramm zur Weiterverarbeitung übermittelt. Auch der in das Messwerterfassungsprogramm integrierte Kalibriermodus für Messsensoren benötigt eine Befehlssequenz, mit der die vom Messgerät erfassten Sensormesswerte ausgelesen werden können.

#### 6.6.5 Multiplexer-Karte Agilent 34901A®

Zur Messdatenerfassung werden drei analoge Multiplexer-Karten vom Typ „34901A“ eingesetzt. In Bild 6.15 ist eine dieser Karten dargestellt. Jede Multiplexer-Karte stellt 20 Messkanäle (Kanäle 1-20) für die Messgrößen Temperatur, Spannung, Widerstand, Frequenz und Periode sowie 2 zusätzliche Messkanäle (Kanal 21 und 22) nur zur Strommessung zur Verfügung. Die Kanäle der drei Multiplexer-Module werden wie folgt bezeichnet:

- Multiplexer-Modul in Slot 1: Kanäle 101 – 122
- Multiplexer-Modul in Slot 2: Kanäle 201 – 222
- Multiplexer-Modul in Slot 3: Kanäle 301 – 322

In der dreistelligen Kanalnummer (z.B. 113) kennzeichnen die 1. Ziffer das Multiplexer-Modul in Slot 1, 2 oder 3 und die folgenden beiden Ziffern die Kanäle auf dieser Multiplexer-Karte (01-22).

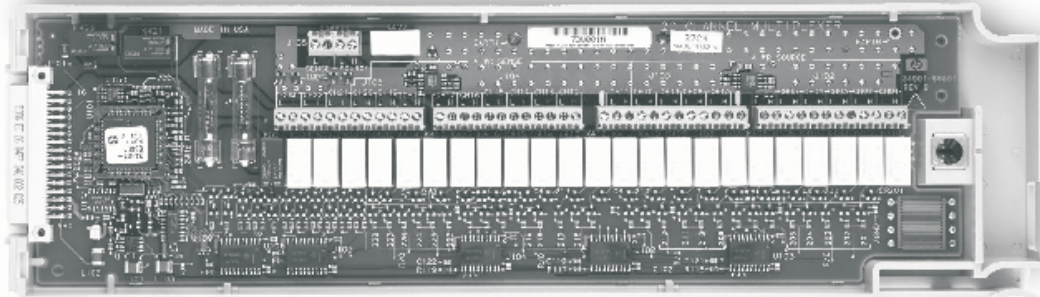


Bild 6.15: Die Multiplexer-Karte „Agilent 34901A“

Die Multiplexer-Karten vom Typ „34901A“ eignen sich zum Anschluss von Messsensoren mit 2- und 4-Leitertechnik. Bei der 4-Leitertechnik belegt ein Messsensor zwei Messkanäle. Bei Anschluss eines 4-Leiter Widerstandsthermometers müssen beispielsweise zwei Kabeladern an Kanal 3 und zwei Kabeladern an Kanal 13 angeschlossen werden.

Wenn das Messwerterfassungsprogramm die Befehle zur Datenerfassung über den GPIB-Bus an das Messgerät sendet, werden die in der übermittelten Scan-Liste enthaltenen Messkanäle der Multiplexer-Karten in aufsteigender Reihenfolge gescannt. Der Scanvorgang wird durch einen Triggerbefehl ausgelöst, der ebenfalls vom Messwerterfassungsprogramm gesendet wird. Während des Scanvorganges werden die Kanäle nacheinander ausgelesen, so dass immer nur ein Kanal geschlossen ist. Die Multiplexer-Karten vom Typ „34901A“ können eine maximale Scangeschwindigkeit von 60 Kanälen pro Sekunde erreichen. Um im Praxisbetrieb eine

möglichst hohe Scangeschwindigkeit zu erzielen, sollten Messsensoren mit der gleichen Messgröße (z.B. alle Thermoelemente vom Typ K) an aufeinander folgende Messkanäle angeschlossen werden. Dadurch wird verhindert, dass das Messgerät bei jedem auszulesenden Kanal auch noch auf eine andere Messgröße umschalten muss. Dies nimmt zusätzliche Zeit in Anspruch [5].

### 6.6.6 Die GPIB-Schnittstellenkarte

Die Kommunikation und Datenübertragung zwischen dem Messgerät „Agilent 34970A“ und dem mit der Software LabVIEW<sup>®</sup> programmierten Messwerterfassungsprogramm erfolgt über ein GPIB (General Purpose Interface Bus) -Bussystem. Hierzu muss der Rechner, auf dem das Messwerterfassungsprogramm installiert ist, mit einer GPIB-Schnittstellenkarte ausgestattet sein. Bei der Auswahl der Schnittstellenkarte ist von wesentlicher Bedeutung, dass die Karte LabVIEW<sup>®</sup>-kompatibel ist und entsprechende LabVIEW<sup>®</sup>-Treiber vom Hersteller bereitgestellt werden.

Der anfängliche Einsatz einer GPIB-Schnittstellenkarte der Firma Hewlett Packard schlug fehl, da diese Karte zwar von Windows NT<sup>®</sup> aber nicht von LabVIEW<sup>®</sup> erkannt wird. Auch ein mehrmaliges Kontaktieren der Technischen Hotline konnte das Problem nicht lösen, obwohl vom Verkäufer LabVIEW<sup>®</sup>-Kompatibilität der Schnittstellenkarte zugesichert worden ist.

Der Einsatz einer GPIB-Karte der Firma National Instruments stellte sich schließlich als unproblematisch heraus. Der Einbau in den Rechner erfolgt wie bei jeder anderen Einsteckkarte. Die von National Instruments mitgelieferte Treibersoftware führt schrittweise durch die gesamte Installation. Auch LabVIEW<sup>®</sup> erkennt die GPIB-Schnittstellenkarte von National Instruments auf Anhieb.

Alternativ haben sich auch GPIB-Karten der Firma Keithley mit entsprechenden Treibern als LabVIEW<sup>®</sup>-kompatibel erwiesen. Sie finden im Messsystem der Versuchsanlage jedoch keine Anwendung.

## 6.7 Installation der Messtechnik

Die Messleitungen von den Messstellen zum Operatorplatz sollen unabhängig von den Apparaten, Gas- und Flüssigkeitsleitungen verlegt werden, um sie von unerwünschten Temperatureinflüssen fern zu halten. Zu diesem Zweck wird ein Kabelkanalsystem direkt unterhalb der Kabinendecke entworfen. Um das Kanalsystem auszulegen, wird die Anlage vermessen. Die Vermessung dient außerdem der Erstellung einer dreidimensionalen CAD-Zeichnung.

### 6.7.1 Vermessung der Anlage

Um die Ergebnisse der Vermessung möglichst einfach in das CAD-System eingeben zu können, werden alle vermessenen Punkte auf einen geometrischen Bezugspunkt bezogen. Dieser Bezugspunkt ist in der CAD-Zeichnung der Ursprung des Koordinatensystems. Der Bezugspunkt und das Koordinatensystem gehen aus [Bild 6.16](#) hervor. Dargestellt ist in [Bild 6.16](#) neben dem Koordinatendreieck die Sicherheitskabine und die Position des Kompressors in der Anlage.

Alle Orte haben eine positive, entlang ansteigende x-Koordinate, eine positive, entlang der Längsseite ansteigende y-Koordinate und eine positive, nach oben hin ansteigende z-Koordinate. Die Zeichnung wird mit Hilfe des CAD-Programms AutoCAD2000<sup>®</sup> hergestellt. Einzelne Anlagenteile werden in separaten Zeichenebenen (Layern) erstellt. Dadurch können in Darstellungen nicht relevante Teile ausgeblendet werden.

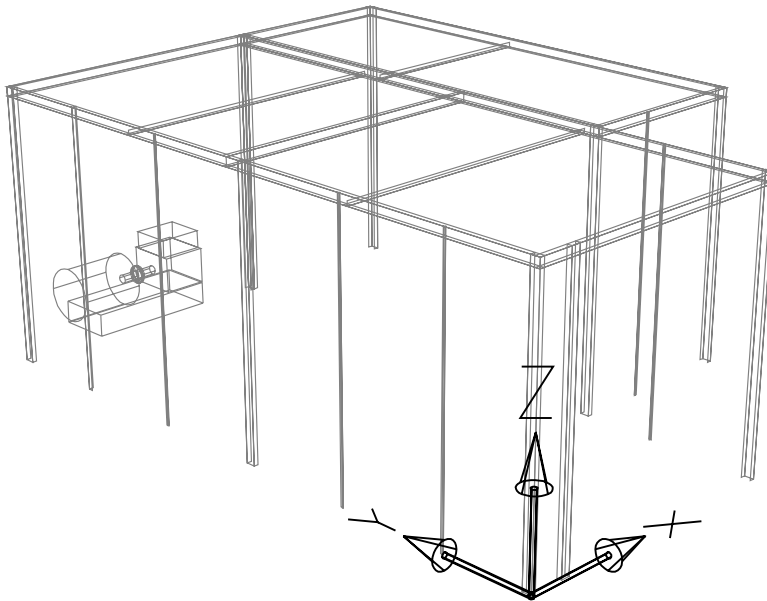


Bild 6.16: Sicherheitskabine mit Kompressor, Welt-Koordinatensystem der Querseite

In Bild 6.17 ist eine aus der 3D-CAD-Zeichnung abgeleitete perspektivische Ansicht der Anlage mit ausgeblendeter Sicherheitskabine dargestellt.

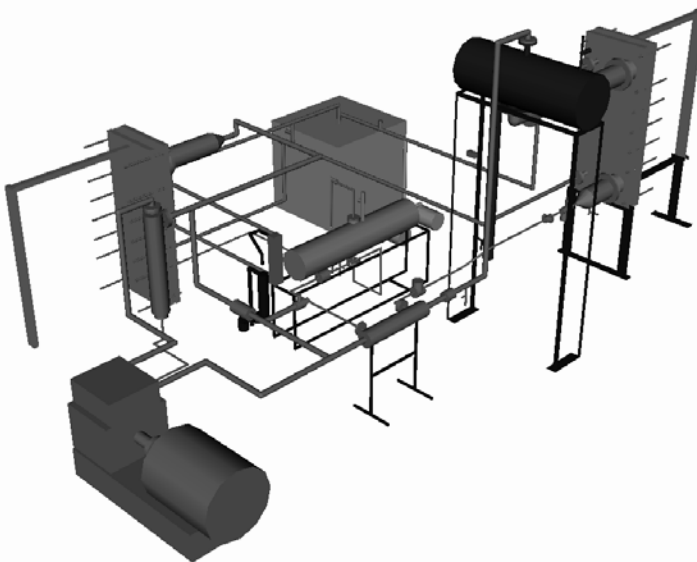
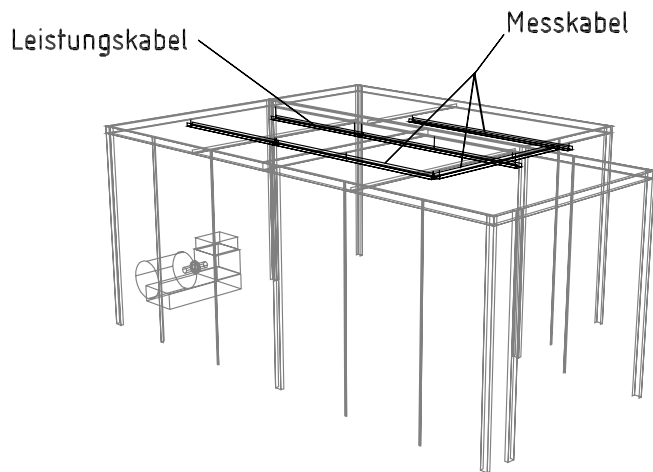


Bild 6.17: 3D-Ansicht der Anlage

### 6.7.2 Entwurf der Leitungsführung

Damit die Kabel von der Messeinrichtung zum Kanal senkrecht verlaufen und der Anlage möglichst einfach weitere Messstellen hinzugefügt werden können, werden Gitterkabelrinnen der Firma OBO Bettermann ausgewählt. Die Kabel werden direkt oberhalb der Messstelle durch das Gitter geführt und verlaufen in der Rinne liegend zum Operatorplatz. Weitere Vorteile sind das niedrige Gewicht und daraus resultierend eine geringe Anzahl erforderlicher Aufhängungspunkte sowie die einfache Herstellung von Verzweigungspunkten und Abzweigungen. Zwischen Operatorplatz und der Kabinenrückseite müssen Leistungskabel zum Ein- und Ausschalten, zum Steuern der Magnetventile der Zylinderkopfabschaltung und für die Sumpfheizung des Kompressors verlegt werden.



**Bild 6.18:** Sicherheitskabine mit Kompressor, Kabelkanäle

Um das Einwirken einer Störspannung auf die Messleitungen auszuschließen, werden die Leistungskabel und Messleitungen in getrennten Kanälen verlegt. Der Kanal für die Leistungskabel benötigt aufgrund des höheren Gewichts mehr Aufhängungspunkte. Daher wurde dieser Kanal am Längsträger in der Mitte der Versuchsanordnung aufgehängt. Die Messfühler am Verdampfer, der Druckmesser vor dem Expansionsventil, der  $\text{NH}_3$ -Durchflussmesser und das Widerstandsthermometer Pt100 in der Ansaugleitung befinden sich ungefähr im gleichen horizontalen Abstand zur Längsseite. Ein Kabelkanal wurde daher oberhalb dieser Messfühler angeordnet.

Ein weiterer Kabelkanal führt die Messleitungen vom Kondensator zu einem Sammelkanal, der oberhalb des Operatorplatzes diese beiden Kanäle verbindet. Die Anordnung der Kanäle ist in Bild 6.18 dargestellt.

## 7 Software zur Verarbeitung der Messdaten

Zur Verarbeitung der durch das Digitalmultimeter aufgenommenen Messdaten wird das Softwarepaket LabVIEW<sup>®</sup> benötigt, welches die Daten in Text-Dateien schreibt und die Geräte ansteuert. Aus diesen Text-Dateien werden die Daten von einem Fortran-Programm ausgewertet. In diesem Programm sind zur Bilanzierung und Auswertung die institutseigenen Stoffdatenroutinen für NH<sub>3</sub> implementiert.

### 7.1 LabVIEW<sup>®</sup>

Das Messgerät „Agilent 34970A“ wird mit dem auf der Programmiersprache „G“ basierenden Programm LabVIEW<sup>®</sup> gesteuert. Bezeichnend für diese Programmiersprache ist die Erstellung eines Blockschaltbildes über die Auswahl von verschiedenen graphischen Elementen, welche durch „Verdrahtung“ miteinander verbunden werden und dadurch den Signalfluss bestimmen. Die Stärken von LabVIEW<sup>®</sup> liegen hierbei zum einen in der sehr schnellen Erstellung der graphischen Benutzeroberfläche durch Auswahl und Platzierung unterschiedlicher Objekte, wie z.B. Graphen, Drehknöpfe, Schalter oder Leuchtdioden innerhalb eines Fensters. Zum anderen auch in der Tatsache, dass mit der Erstellung der Benutzeroberfläche gleichzeitig der „G“-Programmcode, d.h. die Objekte für das Blockschaltbild im Diagrammfenster, generiert wird. Hierbei bietet LabVIEW<sup>®</sup> nicht nur den Vorteil der zeit- und kosteneffektiven Erstellung eines kleinen, im Laboralltag üblichen Mess- und Auswerteprogramms, sondern auch die Möglichkeit, auf komfortable, schnelle Art und Weise überschaubare, komplexe Programme zu erstellen. Dies wird durch die Strukturierung des „G“-Codes in Unterprogrammen, den sog. SubVI, ermöglicht. Integrierte Werkzeuge wie das Hierarchie-Fenster erlauben dabei die schnelle Erfassung von SubVI-Verknüpfungen und der Programmstruktur. In den Folgenden Kapiteln wird nur kurz auf die Arbeitsweise und Struktur von LabVIEW eingegangen, genauere Details zu den dargestellten LabVIEW<sup>®</sup>-Funktionen sind der einschlägigen Literatur zu entnehmen [37, 44].

#### 7.1.1 Benutzeroberfläche und Blockdiagramm

Ein LabVIEW<sup>®</sup>-Programm wird als virtuelles Instrument (VI) bezeichnet, da sein Aussehen und die Funktionalität sich an ein reales Instrument anlehnen. Die interaktiven Benutzeroberflächen (Frontpanel) werden von Signalflussdiagrammen (Blockschaltbildern) gesteuert.

Ein VI hat drei Hauptbestandteile:

- Das *Frontpanel* ist die interaktive Benutzerschnittstelle (Mensch-Maschine-Interface) des VI. Es wird so bezeichnet, weil sie an das Aussehen eines Frontpanels eines physikalischen Messgerätes erinnert. Das Frontpanel besteht aus den unterschiedlichsten Bedien- und Anzeigeelementen. In Analogie zu einem konventionellen Messgerät stellen Bedienelemente (Controls) typische Eingabeobjekte wie Drehknöpfe, Schalter und dergleichen dar. Bedienelemente dienen der Dateneingabe; sie übermitteln Daten an das Blockdiagramm des VI. Anzeigeelemente (Indicator) zeigen vom Programm erzeugte Werte an. Die folgende Auflistung zeigt die Unterschiede zwischen Eingaben und Anzeigen auf:

Bedienelemente	→ Eingaben des Anwenders	≡ Datenquelle
Anzeigeelemente	→ Ausgaben an den Anwender	≡ Datensinke

- *Bedien- und Anzeigeelemente* werden auf dem Frontpanel platziert, indem sie aus einer Unterpalette der „Controls Palette“ ausgewählt werden und dann am gewünschten Platz positioniert werden. Ist ein Objekt erst einmal auf dem Frontpanel, kann seine Größe, Form, Position, Farbe und andere Attribute nach eigenen Anforderungen geändert werden. In Bild 7.1 wird beispielhaft das Frontpanel eines VI gezeigt. Hier dominieren die Anzeigeelemente (Graphen), die gemessene Werte über einen frei wählbaren Zeitraum



darstellen. Über die Bedienelemente (Schalter) lassen sich die Zeitintervalle und die anzuzeigenden Werte verändern.

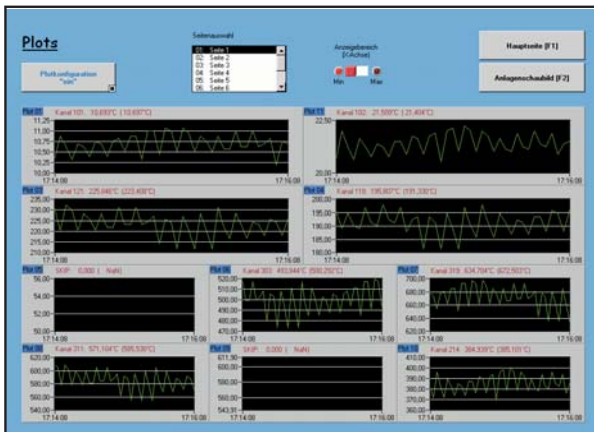


Bild 7.1: Frontpanel

- Das *Blockdiagramm* enthält die Programmierlogik, d.h. das Steuerprogramm des VI, entworfen in der LabVIEW® spezifischen graphischen Programmiersprache. Das Blockdiagramm ist ein tatsächlich ausführbares Programm. Die Bestandteile eines Blockdiagramms sind untergeordnete VI, vordefinierte Funktionen, Konstanten und Ablaufstrukturen wie z.B. Verzweigungen, Fallunterscheidungen und Schleifen. Das Steuerprogramm entsteht durch die Verbindung von VI und elementaren Operatoren (z.B. Addition, Multiplikation usw.). Frontpanel-Objekte haben korrespondierende Anschlüsse im Blockdiagramm, so dass Daten vom Benutzer an das Programm und umgekehrt übergeben werden können. In Bild 7.2 wird beispielhaft das Blockdiagramm des VI gezeigt, dessen Frontpanel in Bild 7.1 dargestellt ist.

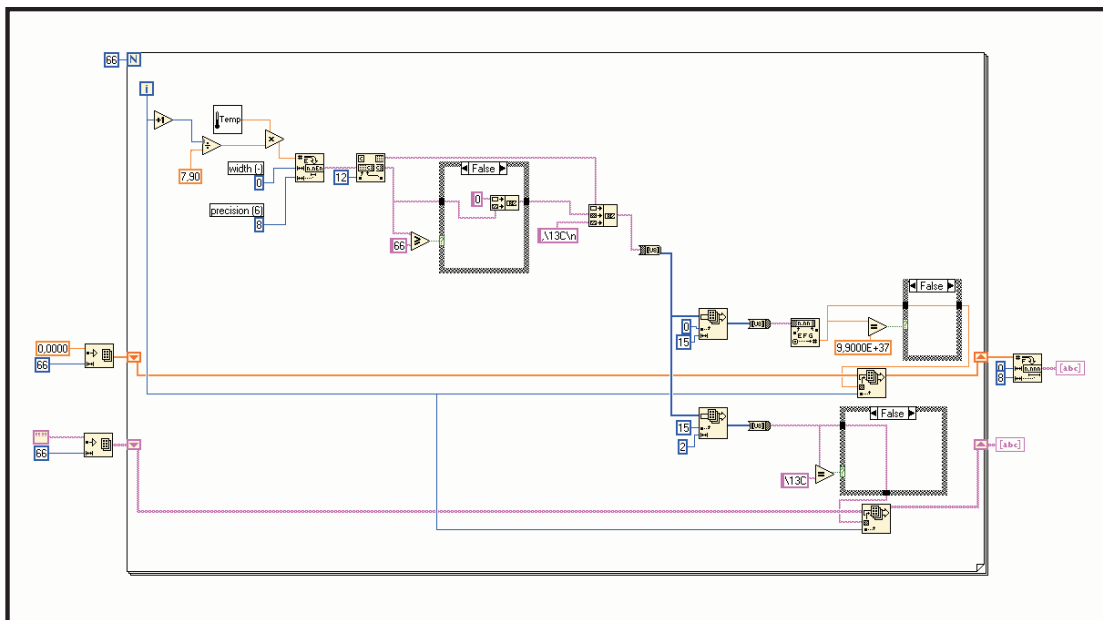


Bild 7.2: Blockdiagramm

Um ein VI als Unterprogramm im Blockdiagramm eines anderen VI einsetzen zu können, müssen dem SubVI ein Symbol (Icon) und ein Anschlussblock (Connector) zugeordnet sein. Das SubVI kommt innerhalb eines anderen VI zum Einsatz und entspricht einem Unterprogramm. Das Symbol ist die bildliche Darstellung des VI und wird als Objekt im Blockdiagramm eines anderen VI verwendet. Der Anschlussblock eines VI beschreibt, wie Daten aus anderen Blockdiagrammen in das VI eingespeist werden, wenn es als SubVI verwendet wird. Ähnlich

den Parametern eines Unterprogramms beschreibt der Anschlussblock die Ein- und Ausgaben des VI.

Virtuelle Instrumente sind hierarchisch und modular und können als Hauptprogramme oder als Unterprogramme verwendet werden. Mit dieser Architektur unterstützt LabVIEW<sup>®</sup> das Konzept der modularen Programmierung. Zuerst wird eine Anwendung in eine Gruppe einfacher Teilaufgaben aufgeteilt. Als nächstes wird zur Erledigung jeder dieser Teilaufgaben ein VI erstellt und anschließend werden diese in einem gemeinsamen Blockdiagramm kombiniert, um die übergeordnete Aufgabe zu lösen.

Modulare Programmierung ist äußerst vorteilhaft, weil jedes SubVI einzeln ausgeführt werden kann, was die Fehlersuche (auch Debugging genannt) erleichtert. Darüber hinaus lassen sich einmal programmierte VI beliebig oft in anderen VI unabhängig von der spezifischen Anwendung einsetzen.

## 7.2 Fortran-Auswertungsprogramm für die Messungen

Neben dem in [Kapitel 7.1](#) beschriebenen LabVIEW<sup>®</sup>-Programm zur Überwachung des Versuchsstandes wird zur anschließenden Auswertung der Messungen ein Fortran-Programm entwickelt. Das Programm mittelt eine beliebige Anzahl von Messungen  $n$  und gibt detailliert die Messdaten aus. Weiterhin sind die am Institut für Thermodynamik entwickelten Stoffdatenroutinen für Ammoniak implementiert. Zur Abschätzung der Ungenauigkeiten, die in der Messkette entstehen, sind im Programm-Modul auch Fehlerabschätzroutinen implementiert (siehe [Kapitel 9.8](#)).

Das LabVIEW-Messwerterfassungsprogramm initialisiert das Digitalmultimeter und liest in einem einstellbaren Intervall die Messwerte über den GPIB (General Purpose Interface Bus) aus. Es speichert sie auf der Festplatte des Computers in einer Textdatei. Bei der Temperaturmessung sind diese Messwerte mit dem Messergebnis identisch, da das DMM den Widerstand bzw. die Spannung des Thermometers misst und direkt in eine Temperatur umrechnet. Bei der Druck- und der Durchflussmessung liegen die Messwerte im DMM als Stromstärke  $I$ , Spannung  $U$  oder Frequenz  $f$  vor. Das Messwerterfassungsprogramm rechnet diese mit linearen Kalibrierparametern in die jeweiligen Messgrößen um und speichert sie ebenfalls auf der Festplatte ab. Die Messergebnisse werden dabei an eine Textdatei angehängt. Jeder Scan belegt eine Zeile, jeder Messwert eine Spalte, jeweils getrennt durch Tabellensprünge (TAB).

Jeder Scan stellt einen Zustand des Systems dar. Ein Scan wird für die Messungen des Wärmeüberganges alle 10 s wiederholt, so dass 6 Messungen pro Minute des gesamten Systems vollzogen werden. Für die 66 im DMM vorhandenen Kanäle benötigt das DMM ca. 2 s, um alle Kanäle einmal abzutasten. Das Auswertungsprogramm muss aus den Messwerten die geforderten Zustandsgrößen berechnen. Dies sind die Stoffdaten der beteiligten Fluide und die Übertragungswerte der beiden Plattenwärmeübertrager. Die Berechnungen müssen zwischen jeweils zwei aufeinander folgenden Scans abgeschlossen sein. Im Institut für Thermodynamik existieren Berechnungsroutinen für die Zustandsgrößen reiner Fluide und eine dazu gehörende Datenbank für Ammoniak. Diese Routinen sind in der Programmiersprache FORTRAN 90 geschrieben. Da FORTRAN-Programme im Allgemeinen sehr schnell laufen, wird das gesamte Auswertungsprogramm in dieser Programmiersprache geschrieben. Es werden zwei Applikationen entwickelt. *Aula* wertet die Messergebnisse während des Betriebes der Versuchsanlage aus. Der Benutzer muss die Scanfrequenz des DMM vorgeben, und das Programm liest in dieser Frequenz den jeweils letzten Messdatensatz aus, berechnet die Zustandsgrößen und zeigt sie an. *Analymp* wertet die Messergebnisse einmalig aus, d.h. nach den Messdurchläufen. Der Benutzer muss den auszuwertenden Messpunkt angeben, und das Programm zeigt die Zustandsgrößen in diesem Messpunkt an. Beide Applikationen verwenden dieselben thermodynamischen Berechnungsroutinen. Sie unterscheiden sich nur im Ablauf des Hauptprogramms.

### 7.3 Berechnung der Ammoniak-Stoffdaten

Die Ammoniak-Stoffdaten werden teilweise mit Routinen und Funktionen berechnet, die in der FORTRAN-Quelldatei pureprogs.f90 zusammengefasst sind. Eine Beeinflussung der Siedetemperatur durch das im Ammoniak gelöste Wasser (max. 0,2 % laut Spezifikation) konnte bei den Versuchen im Rahmen der Messgenauigkeit der eingesetzten Temperatur- und Drucksensoren nicht festgestellt werden. Daher werden für die Berechnung der Stoffdaten für Ammoniak Korrelationen und tabellarische Daten für den Reinstoff Ammoniak verwendet.

Krauss [40] empfiehlt für die Berechnung von thermischen und kalorischen Daten von Ammoniak die Fundamentalgleichung von Tillner-Roth [72]. Zur Berechnung der Viskosität wird die Verwendung der Gleichung von Fenghour [28] empfohlen. Neben Krauss [40] wird auch von Ohadi [53] für die Wärmeleitfähigkeit auf die im VDI-Wärmeatlas tabellierten Werte verwiesen. Nach Tillner-Roth [71, 72] sind für Ammoniak die folgenden allgemeinen Stoffdaten-Konstanten zu verwenden:

$$\begin{aligned} p_{\text{krit}} &= 11,3334 \text{ MPa} & T_{\text{krit}} &= 405,40 \text{ K} \\ \rho_{\text{krit}} &= 225 \text{ kg/m}^3 & M &= 17,03026 \text{ kg/kmol} \\ R_{\text{NH}_3} &= 488,189 \text{ J/kgK} & T_{\text{tr}} &= 195,495 \text{ K} \end{aligned}$$

Die Fundamentalgleichung für Ammoniak von Tillner-Roth et al. [72] ist als reduzierte Massieu-Funktion mit Ideal- und Residualanteil:

$$\phi(\tau, \delta) = \phi^0(\tau, \delta) + \phi^r(\tau, \delta) \quad (7.1)$$

in Abhängigkeit von Temperatur und Dichte mit  $\tau = T/T_{\text{krit}}$  und  $\delta = \rho/\rho_{\text{krit}}$  angegeben. Die Berechnung des Ideal- und Residualanteils, die für Ammoniak zu verwendenden Koeffizienten und die Zusammenhänge der wichtigsten thermodynamischen Zustandsgrößen mit der Fundamentalgleichung sind von Tillner-Roth et al. [72] im Detail beschrieben worden.

#### 7.3.1 Sättigungstemperaturen

Berechnet werden die Sättigungstemperaturen aus den gemessenen Drücken des Kondensators und des Verdampfers jeweils am Ein- und Austritt. Aus einer bestimmten Anzahl von Messungen (jeweils  $n = 50$ ) wird hierzu der arithmetische Mittelwert der gemessenen Drücke berechnet. Verwendet wird die Funktion  $\text{tsp}()$ . Sie benötigt als Formalparameter den Druck  $p$  und Näherungswerte für die Siedetemperatur  $T_s$ , die Dichte der Gasphase  $\rho_G$  und die Dichte der Flüssigkeitsphase  $\rho_F$  als Startwerte für eine Iteration. Der Näherungswert für die Siedetemperatur wird mit einer linearisierten Dampfdruckkurve (Linearisierung im Bereich  $p_0 = 2$  bis  $p_1 = 8$  bar) der Form

$$T_s = T_s^0 + 7(p - 2,5) \quad (7.2)$$

mit  $T_s^0 = 260,15 \text{ K}$  und  $p$  in bar berechnet. Der Näherungswert für die Gasdichte wird nach dem idealen Gasgesetz mit

$$\begin{aligned} p_0 &= R_i \cdot T_0 \cdot \rho_0 \\ p_1 &= R_i \cdot T_1 \cdot \rho_1 \end{aligned} \quad (7.3)$$

mit  $\rho_G = 1 \text{ kg/m}^3$  und  $p$  in bar abgeschätzt. Der Näherungswert für die Flüssigkeitsdichte wird konstant zu  $\rho_F = 655,15 \text{ kg/m}^3$  gewählt. Obwohl diese Abschätzungen sehr ungenau sind, liefert die Funktion  $\text{tsp}()$ , die die Sättigungstemperatur mit einer Iterationsfunktion berechnet, mit diesen Werten konvergente Ergebnisse. Die Sättigungstemperatur wird im Feld der Zustandsgrößen unter den ersten Indizes TKS in K und TCS in °C gespeichert.

### 7.3.2 Dichte

Für den arithmetischen Mittelwert des Sättigungsdrucks werden die Dichtewerte der flüssigen und gasförmigen Phase am Kondensatorein- und -auslauf und am Verdampferin- und -auslauf berechnet. Verwendet wird die Funktion `rhopt()`, die als Formalparameter den Druck, die Sättigungstemperatur und eine Abschätzung der Dichte als Startwert einer Iteration benötigt. Als Schätzwert wird derselbe Wert wie bei der Berechnung der Sättigungstemperatur verwendet (siehe [Kapitel 7.3.1](#)). Auch diese Funktion liefert mit diesen Startwerten schnell konvergente Ergebnisse. Die Dichte des Ammoniaks vor dem Expansionsventil, die für die Berechnung des Massenstromes bekannt sein muss, wird in der Funktion `masStromNH3()` berechnet. Die Dichten der flüssigen und gasförmigen Phase werden unter den ersten Indizes `rho_L` und `rho_G` gespeichert.

### 7.3.3 Wärmeleitfähigkeit

Die Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Phase des Ammoniaks wird mit den Stoffdaten aus dem VDI- Wärmetlas [76] für den Verdampfer mit folgender Formel berechnet:

$$\lambda_F = 0,561 \frac{\text{W}}{\text{mK}} - 0,002055 \frac{\text{W}}{\text{mK}^2} \cdot (T_{S,m} - 253,15 \text{ K}) \quad (7.4)$$

$T_{S,m}$  ist die Sättigungstemperatur des Ammoniaks bei dem mittleren Druck zwischen Ein- und Austritt:

$$p_m = 0,5(p_{\text{Ein}} - p_{\text{Aus}}) \quad (7.5)$$

Im Temperaturbereich  $225 \text{ K} < T_{S,m} < 325 \text{ K}$  ergibt sich durch die hier vorgenommene Linearisierung (Bezugstemperatur  $T_{S,m} = 253,15 \text{ K}$ ) ein Fehler von unter  $2 \text{ mW/mK}$ . Die Wärmeleitfähigkeit der gasförmigen Phase wird mit der Formel

$$\lambda_G = \begin{cases} 0,01573 \frac{\text{W}}{\text{mK}} + 0,0001222 \frac{\text{W}}{\text{mK}} (T_{S,m} - 223,15 \text{ K}) & T_{S,m} < 273,15 \\ 0,02184 \frac{\text{W}}{\text{mK}} + 0,0001765 \frac{\text{W}}{\text{mK}} (T_{S,m} - 273,15 \text{ K}) & T_{S,m} \geq 273,15 \end{cases} \quad (7.6)$$

berechnet.  $T_{S,m}$  ist wie oben definiert. Im Temperaturbereich  $225 \text{ K} < T_{S,m} < 325 \text{ K}$  ergibt sich durch die Linearisierung ein Fehler von weniger als  $2 \text{ mW/mK}$ . Im Feld der Zustandsgrößen werden die Wärmeleitfähigkeiten der flüssigen und gasförmigen Phase unter den Indizes `lambda_L` und `lambda_G` gespeichert.

### 7.3.4 Enthalpie

Die Enthalpie wird in der Routine `NH3Berechnung()` nur getrennt für die flüssige und gasförmige Phase berechnet. Am Kondensator werden jeweils Werte für den Ein- und den Auslauf ermittelt und am Verdampfer für den Ein- und Auslauf und für den Mitteldruck. Es wird die Funktion `hrt()` verwendet, die als Formalparameter die Dichte und die Temperatur verwendet. Da die Zustände auf der Siede- und Taulinie berechnet werden sollen, wird die Sättigungstemperatur übergeben. Die Enthalpie wird unter den Indizes `h_L` und `h_G` gespeichert.

### 7.3.5 Wärmekapazität

Die isobare, spezifische Wärmekapazität  $c_p$  wird nur für den Verdampfer berechnet, und zwar getrennt für die flüssige und die gasförmige Phase im Nassdampfgebiet. Es wird die Funktion `cppt()` verwendet. Als Formalparameter werden der mittlere Druck, die für diesen Druck berechnete Sättigungstemperatur und die Dichte der jeweiligen Phase in diesem Zustand übergeben. Die Wärmekapazität wird nicht in weiteren Berechnungen benötigt, sondern nur als Kontrolle ausgegeben. Sie wird unter `cp_L` und `cp_G` gespeichert.

### 7.3.6 Viskosität

Die dynamische Viskosität wird nur für den Verdampfer berechnet. Es wird die Funktion  $\text{EtaNH3}()$  aus der Quelldatei `Viskositatet.for` verwendet. Sie berechnet die Viskosität aus den Werten für Dichte und Temperatur nach einer von Fenghour et al. [28] angegebenen Gleichung. Basierend auf der Zustandsgleichung von Tiller-Roth et al. [72] wurde die dynamische Viskosität als Funktion der thermodynamischen Temperatur und der Dichte formuliert:

$$\eta(\rho, T) = \eta_0(T) + \Delta\eta(\rho, T) \quad (7.7)$$

Ausgehend von der Viskosität des verdünnten Gases  $\eta_0(T)$  berücksichtigt die Exzess-Viskosität  $\Delta\eta(\rho, T)$  den Anstieg der Viskosität mit ansteigender Dichte. Die Funktionen für diese beiden Anteile sowie die erforderlichen Parameter sind detailliert von Fenghour et al. beschrieben.

Als Formalparameter werden die Sättigungstemperatur und die Dichte jeweils für die Siede- ( $\rho_F$ ) und Taulinie ( $\rho_G$ ) übergeben. Die dynamische Viskosität der flüssigen Phase wird im Feld der Zustandsgrößen unter dem Index `eta_L`, die der gasförmigen Phase unter dem Index `eta_G` gespeichert.

### 7.3.7 Oberflächenspannung

Zur Berechnung der Oberflächenspannung  $\sigma$  wird die von Lucas und Luckas [47] vorgeschlagene Berechnungsmethode:

$$\sigma = p_{\text{krit}}^{2/3} T_{\text{krit}}^{1/3} \left( \frac{1 - T_r}{a} \right)^m b \quad (7.8)$$

mit dem für Ammoniak gültigen kritischen Druck und der kritischen Temperatur

$$p_{\text{krit}} = 11,3334 \text{ MPa} \quad T_{\text{krit}} = 405,40 \text{ K}$$

und den daraus abgeleiteten reduzierten Größen

$$p_r = \frac{p}{p_{\text{krit}}}, \quad T_r = \frac{T}{T_{\text{krit}}} \quad (7.9)$$

verwendet. Die Koeffizienten  $a$ ,  $b$  und  $m$  aus Gl. (7.8) werden aus

$$a = 0,415 \quad (7.10)$$

$$b = 0,1574 + 0,359\omega - 1,769X - 13,69X^2 - 0,510\omega^2 + 1,298\omega X \quad (7.11)$$

$$m = 1,210 + 0,5385\omega - 14,61X - 32,07X^2 - 1,656\omega^2 + 22,03\omega X \quad (7.12)$$

mit

$$X = \log[p_{s,r}(T_r = 0,6)] + 1,70\omega + 1,552 \quad (7.13)$$

berechnet, wobei der azentrische Faktor  $\omega$  aus der Gleichung

$$\omega = -\log[p_{s,r}(T_r = 0,7)] - 1 \quad (7.14)$$

folgt. Die Oberflächenspannung ergibt sich aus Gl. (7.8) in der Einheit  $10^{-3} \text{ N/m}$  und wird unter der Funktion `sigma` gespeichert.

## 7.4 Berechnung der Kälteträger-Stoffdaten

Bei dem Kälteträger handelt es sich um ein Gemisch aus Antifrogen N<sup>®</sup> und Wasser. Antifrogen N<sup>®</sup> ist ein auf Ethylenglycol basierendes Frostschutzmittel, dass bei der für die Messungen eingesetzten Konzentration von 20 Vol% bis -10 °C Frostsicherheit bietet. Für die Stoffwerte des Kälteträgers liegen vom Hersteller der Firma Clariant angegebene Zustandsdiagramme und – tabellen vor. Darin sind die Stoffwerte jeweils in Abhängigkeit der Temperatur und der Konzentration angegeben. Aus den Diagrammen werden zunächst Tabellen erstellt, aus denen die Stoffwerte für eine gegebene Temperatur und Konzentration abgelesen werden kann. Die Tabellenfelder für gleiche Konzentrationen wurden jeweils zur Berechnung von polynomischen Regressionsfunktionen zweiter und vierter Ordnung verwendet:

$$Z(T, K) = \sum_{k=0}^n c_k(K) T^k \quad \text{mit } n = \{2, 4\} \quad (7.15)$$

Die Koeffizienten  $c_k(K)$  werden aus der Konfigurationsdatei für Konstanten, i.d.R. CONST.INI, eingelesen. Sie gelten in diesem Fall für eine bestimmte Kälteträger-Konzentration. Wenn die Konzentration geändert wird, muss der für die neue Konzentration geltende Koeffizientensatz in der Datei abgespeichert werden.

Wenn die Stoffwerte nicht für eine gegebene Solekonzentration  $K$  bekannt sind, sondern nur für davon abweichende Konzentrationen  $K_0$  und  $K_1$ , muss die gesuchte Zustandsgröße zwischen den bekannten Werten der Konzentration interpoliert werden:

$$Z(T, K) = \sum_{k=0}^n c_k(K_0) T^k + \frac{K - K_0}{K_1 - K_0} \left( \sum_{k=0}^n c_k(K_1) T^k - \sum_{k=0}^n c_k(K_0) T^k \right). \quad (7.16)$$

In der folgenden Tabelle sind die Berechnungsverfahren der einzelnen Zustandsgrößen und die anzugebenden Koeffizienten zusammengefasst:

Zustandsgröße	Einheit	Polynom	Parameter (s. CONST.INI)
		Grad	
Dichte $\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	2	r_Sol_k
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$	[W/mK]	4	l_Sol_k
Wärmekapazität $c_p$	[J/kgK]	2	c_Sol_k
Kinematische Viskosität $\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	4	n_Sol_k

In der Routine Soleberechnung() werden aus diesen Werten noch weitere stoffspezifische Werte berechnet. Die dynamische Viskosität wird nach

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (7.17)$$

und die Prandtl-Zahl Pr nach

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}, \quad \text{mit } a = \frac{\lambda}{\rho c_p} \quad (7.18)$$

berechnet. Die Werte der Dichte, der spezifischen Wärmekapazität, der Wärmeleitfähigkeit und der dynamischen Viskosität werden im Feld der Zustandsgrößen unter dem gleichen ersten Index wie die entsprechenden Werte der flüssigen Phase des Ammoniaks gespeichert, also rho\_L, cp\_L, lambda\_L und eta\_L. Die Prandtl-Zahl hat den Index Pr\_L.

## 8 Kältemaschinenöl im Verdampfer

### 8.1 Einteilung der Kältemaschinenöle

Kältemaschinenöl ist als tribologisches Element ein wichtiger konstruktiver Bestandteil der Kälteanlage. Es dient vor allem der Schmierung der Reibstellen des Verdichters und der Wärmeabfuhr von diesen Reibstellen. Bei Verdichtern, die die Druckerhöhung durch Einschluss des Kältemittels und Aufbringen von Volumenänderungsarbeit erzielen, befinden sich diese Reibstellen auch im Arbeitsraum. Der Kontakt des Kältemittels mit dem Kältemaschinenöl ist in derartigen Verdichtern unvermeidlich. Die Anforderungen an Kältemaschinenöle hängen daher sowohl von der Verdichterbauart als auch vom verwendeten Kältemittel ab. Es existiert kein Universalöl. Die Öle für die verschiedenen Verdichtertypen werden von den Herstellern ausgewählt und erprobt, so dass der Betreiber einer Kälteanlage nur in Ausnahmefällen Einfluss auf die Ölsorte hat und diese nur in Abstimmung mit den Herstellern von Öl und Verdichter wechseln sollte. Im Folgenden werden die Anforderungen der am meisten verwendeten Verdichtertypen an das Kältemaschinenöl kurz dargestellt:

- Im Kolbenverdichter befindet sich der Schmierstoff im Raum zwischen der Kolbendichtung und der Gleitfläche des Zylinders. Er dient dort der Verringerung des Reibwertes und dem Schutz der Gleitflächen vor unmittelbarer Berührung, wodurch der Verschleiß des Dichtungsmaterials reduziert wird. Öl verbessert zudem die Abdichtung des Saugraums gegen den Kurbelraum, erfüllt die Aufgabe der Wärmeabführung von den Reibstellen und dient zur besseren Abdichtung der Ventile. Beim Austreiben des Kältemittels in die Druckleitung wird stets eine geringe Menge Öl mitgerissen.
- In Schraubenverdichtern entsteht die Abdichtung der Rotoren gegeneinander und gegen das Gehäuse allein durch einen Ölfilm. Das Öl dient außerdem zur Kühlung des Arbeitsmediums, wobei die in den Verdichter zu führende Ölmenge so festgelegt wird, dass eine gewünschte Endtemperatur nicht überschritten wird [18]. Das Öl wird direkt in den Arbeitsraum gespritzt. Dadurch kommt es zu einer intensiven Durchmischung von Öl und Kältemittel. Eine Herabsetzung der Viskosität des Schmierstoffes durch darin gelöstes Kältemittel ist jedoch zu vermeiden, damit die vollständige Benetzung der Schrauben gewährleistet ist. Es werden daher gezielt Schmiermittel verwendet, die eine starke Unlöslichkeit mit dem eingesetzten Kältemittel aufweisen [11]. Da der mittlere Öldruck und die mittlere Öltemperatur höher als im Kolbenverdichter sind, werden außerdem Öle mit einer höheren Viskositätsklasse eingesetzt.
- In Scrollverdichtern ergeben sich durch die abrollende Bewegung der beweglichen in der feststehenden Spirale geringere Reibkräfte als in Hubkolben- oder Schraubenverdichtern. Trotzdem muss sich zur axialen und radialen Abdichtung der einzelnen Taschen des Verdichters eine bestimmte Ölmenge im Verdichtungsraum befinden. Der Ölauswurf in die Druckleitung ist bei Scrollverdichtern jedoch deutlich geringer als bei Hubkolben- oder Schraubenverdichtern. Die Anforderungen an die Verträglichkeit mit dem Kältemittel sind daher geringer.
- Turboverdichter arbeiten nicht nach dem Verdrängungsprinzip. Dadurch, dass die Grenzen des Verdichtungsraums nicht verschoben werden, besteht keine Notwendigkeit, den Reibkoeffizienten der Wände durch Ölbenetzung zu senken. Turboverdichter werden daher im Arbeitsraum ölfrei betrieben.

Die Anwendungsbereiche der Kälteöle in Abhängigkeit vom Verdichtertyp werden in ISO 6743–3 [36] festgelegt. Kältemaschinenöle werden nach dem Herstellungsverfahren in mineralische und synthetische Öle eingeteilt. Als synthetische Kältemaschinenöle werden Alkylbenzolöle, Poly-Alpha-Olefine, Polyglykolöle und Polyolester angeboten. Bei Mineralölen unterscheidet man naphthenbasiische von paraffinbasiischen Ölen.

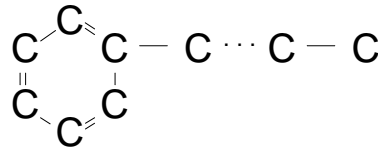


Bild 8.1: Struktur des Alkylbenzols

Alkylbenzolöle werden aus Benzol- und Olefinmolekülen gebildet, die in Gegenwart von Katalysatoren alkylieren. Ihre Struktur entspricht der Formel  $B\text{-}[\text{CH}_2]_n\text{-CH}_3$ . Durch die Alkylseitenketten besitzen sie eine hohe Stabilität und durch den aromatischen Kern eine gute Löslichkeit mit vielen Kältemitteln sowie gute Schmiereigenschaften. Die Viskosität des Schmierstoffes kann durch die Länge der Ketten variiert werden. Poly-Olefine (PAO, Strukturformel  $\text{CH}_3\text{-}[\text{CH-R}]\text{-}[\text{CH}_2\text{-CH-R}]\text{-H}$ ) werden aus Olefinmolekülen (Decen) durch katalytische Polymerisation

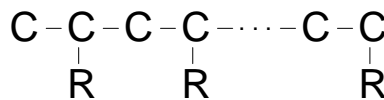


Bild 8.2: Struktur des Poly- $\alpha$ -Olefins

und anschließende Hydrierung hergestellt. Ihre Viskosität lässt sich über die Anzahl  $n$  der polymerisierten Olefingruppen einstellen. Da die Löslichkeit in Kältemitteln gegenüber Alkylbenzolen oder Mineralölen deutlich geringer ist, finden Poly- $\alpha$ -Olefine vorwiegend in Schraubenverdichtern Verwendung.

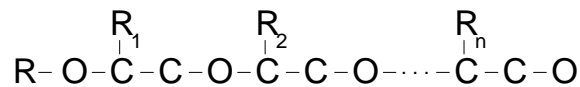


Bild 8.3: Struktur des Polyalkylenglykols

Polyalkylenglykole (PAG) entstehen durch Oxidation eines Olefins zu einem Alkylenoxid. Durch Polymerisation mit einem Alkohol wird dann eine Verbindung der abgebildeten Form erzeugt. R kennzeichnet dabei den Rest des Alkohols, und  $\text{R}_1$  bis  $\text{R}_n$  stehen jeweils für den Rest des verwendeten Alkylenoxids, also Ethylenoxid ( $\text{R}=\text{H}$ ) oder Propylenoxid ( $\text{R}=\text{CH}_3$ ). Die Gesamtlänge der Kette wirkt sich wiederum positiv auf die Viskosität aus. Die Verteilung von Ethylenoxid (EO) und Propylenoxid (PO) innerhalb des Moleküls kann alternierend oder zufällig sein. Das Verhältnis der Anzahl dieser beiden Epoxidbausteine, EO/PO, hat jedoch einen grundlegenden Einfluss auf die Mischbarkeit. Ist die Zahl der Ethylenoxidgruppen viermal höher als die der Propylenoxidgruppen, ist das Polyalkylenglykol vollständig in Wasser und vielen Kältemitteln löslich. Polyalkylenglykol gilt als das einzige Kältemaschinenöl, das in Ammoniak vollständig löslich ist. Mit abnehmendem EO/PO-Verhältnis sinkt die Temperatur, bei der eine vollständige Löslichkeit in Wasser gegeben ist, und die Mischbarkeit mit Mineralöl steigt. Diese Effekte lassen sich darauf zurückführen, dass die einfacheren Moleküle mit hohem Ethylenoxidanteil eine höhere Polarität aufweisen. Einige Hersteller unterscheiden daher zwischen PG (polares Polyglykol) und PGP (geringere Polarität).

Ester, die als synthetische Schmierstoffe in den unterschiedlichsten technischen Bereichen Verwendung finden, werden durch die Umsetzung einer organischen Säure mit einem Alkohol hergestellt. In der Kältetechnik haben sich die Polyolester durchgesetzt, die aus Carbonsäuren und einem Polyol als Alkohol gebildet werden (siehe Bild 8.4). Durch die entsprechende Auswahl der eingesetzten Säuren und Polyole kann die Mischbarkeit sowie die chemische und thermische Stabilität des Esters bei dessen Herstellung positiv beeinflusst werden.



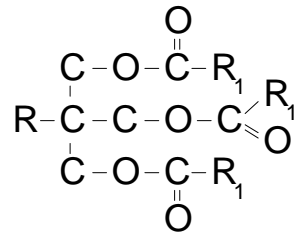


Bild 8.4: Struktur des Polyolesters

Mineralöle sind Gemische aus verschiedenen Bestandteilen, die durch Raffinations- und Destillationsverfahren aus Rohöl hergestellt werden. Die Zusammensetzung des Mineralöls richtet sich nach der Herkunft des Rohöls. Die vorwiegenden Bestandteile sind Paraffine, Aromate und Naphtene (siehe Bild 8.5). Paraffine sind gesättigte Kohlenwasserstoffe der Formel  $C_nH_{2n+2}$ , die im Erdöl mit verschiedenen Kettenlängen vorkommen. Sie sind wenig reaktionsfreudig, besitzen jedoch den Nachteil, dass sie bei tiefen Temperaturen in Form von Feststoffen ausgeschieden werden, was zu Verstopfungen und Ablagerungen führen kann. Aromate sind wasserstoffarme, ringförmige Verbindungen der Form  $C_nH_{2n-m}$ . Es handelt sich dabei um ungesättigte Verbindungen, die eine größere Reaktionsfreudigkeit als die Paraffine besitzen, wodurch die chemische Beständigkeit des Öls herabgesetzt wird. Naphtene sind gesättigte Ringkohlenwasserstoffe der Form  $C_nH_{2n}$ .

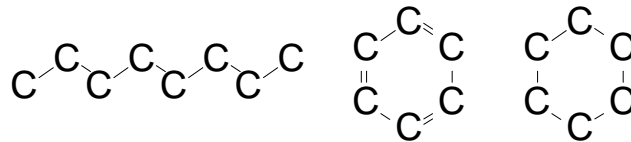


Bild 8.5: Strukturbeispiele von Paraffin, Aromat, Naphten

Entsprechend ihren Hauptbestandteilen werden Mineralöle in paraffin, naphten- oder gemischtbasierte Öle unterschieden. Für die Anwendung als Kältemaschinenöl eignen sich naphtenbasierte Mineralöle am besten, da sie bei tiefen Temperaturen günstige Fließeigenschaften besitzen.

## 8.2 Physikalische und chemische Eigenschaften der Öle

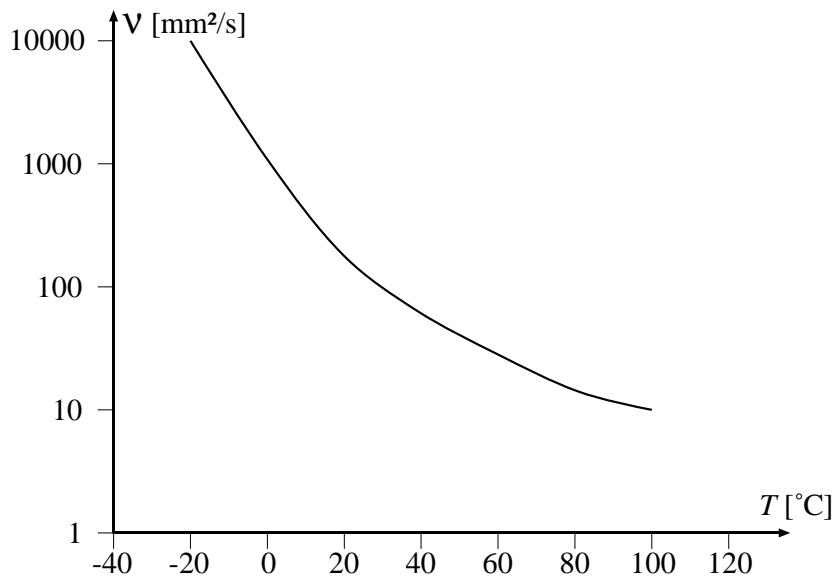
Die für die Kältetechnik wichtigsten Eigenschaften der Öle sind die Schmiereigenschaften, die Dichtungsfähigkeit, die Fließfähigkeit bei niedrigeren Temperaturen, die Verträglichkeit mit dem eingesetzten Kältemittel, die chemische und thermische Stabilität in einem großen Temperaturbereich und damit die Wirtschaftlichkeit.

Die für die Schmiereigenschaften entscheidende Größe ist die Herabsetzung des Reibungskoeffizienten. Sieht man von Mischreibung ab, bei der es lokal zum direkten Kontakt der beiden Reibflächen kommt, ist der Reibungskoeffizient geschmierter Flächen von der inneren Reibung des Schmierstoffes und damit von dessen Viskosität abhängig. Die Viskosität ist damit eine der wichtigsten physikalischen Eigenschaften eines Öls. Sie ist abhängig von Temperatur, Druck und Schergradient. Die Viskosität von Mineral- oder Syntheseöl fällt mit steigender Temperatur, so dass die Temperatur bei jeder Viskositätsangabe zwingend notwendig ist (Bild 8.6). Die Abhängigkeit der kinematischen Viskosität von der Temperatur nahezu aller Schmieröle wird nach Ubbelohde-Walther [74, 77] durch eine empirische Gleichung beschrieben:

$$\lg[\lg(\nu + 0,8)] + \lg[\lg(\nu_0 + 0,8)] = m(\lg T - \lg T_0) \quad (8.1)$$

In linearer Darstellung sind die Kurven  $\nu(T)$  Hyperbeläste. Die kinematische Viskosität ist in (8.1) in  $\text{mm}^2/\text{s}$  und die jeweils zugeordnete Temperatur in K einzusetzen. Die Gleichung hat

einen Gültigkeitsbereich von  $-50\text{ °C} < T < 160\text{ °C}$ . Bei Kenntnis der Viskositätswerte eines Öls bei zwei möglichst weit auseinander liegenden Temperaturen können mit dem Zwischenschritt der Berechnung von  $m$  die Viskositätswerte dieses Öls bei beliebigen Temperaturen berechnet werden. Dieses Berechnungsverfahren ist in DIN 51563 [22] genormt.



**Bild 8.6:** Viskositäts-Temperatur-Verhalten eines Mineralöls (ISO VG 68,VI 100) [6]

Die Abhängigkeit der kinematischen Viskosität von der Temperatur ist ein wesentliches Kriterium der Ölunterscheidung. Zur Klassifizierung dieses Kriteriums dient der Viskositätsindex VI. Er wird nach DIN ISO 2909 [23] durch die Werte der kinematischen Viskosität bei  $40\text{ °C}$  und  $100\text{ °C}$  festgelegt. Ein VI von 0 bedeutet dabei eine starke, ein hoher VI eine schwache Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur. Die Viskosität flüssiger Industrieschmierstoffe selbst wird nach DIN 51519 [21] in Viskositätsklassen ISO-VG2 bis ISO-VG1500 eingeteilt, wobei die angegebene Klasse dem gerundeten Zahlenwert der kinematischen Viskosität bei  $40\text{ °C}$ , mit den zulässigen Fehlergrenzen  $\pm 10\%$ , in  $\text{mm}^2/\text{s}$  entspricht.

Bei niedrigen Temperaturen beginnen die im Grundöl vorhandenen Paraffine zu kristallisieren, so dass das Öl seine Fließfähigkeit verliert. Die Temperatur in  $^{\circ}\text{C}$ , bei der das Öl gerade noch fließt, wird als Pourpoint (Stockpunkt) bezeichnet. Durch Pourpoint-Verbesserer wird die Kristallisation verhindert und das Tieftemperaturverhalten des Öls verbessert. Die Bestimmung des Pourpoints ist in DIN ISO 3016 genormt.

Bei homogenen Kältemittel-Öl-Gemischen kommt es bei sehr niedrigen Temperaturen zum ersten Ausscheiden von Kristallen in Form einer milchigen Trübung oder als Flocken. Der Flockpunkt bezeichnet diejenige Temperatur in  $^{\circ}\text{C}$ , bei der dieser Vorgang bei Abkühlen eines bestimmten Gemisches beobachtet wird. Die Bestimmung des Flockpunktes ist in DIN 51351 genormt. Der Flockpunkt von Kältemittel-Mineralöl-Gemischen beträgt etwa  $-50\text{ °C}$ . Die dynamische Viskosität  $\eta$  flüssiger Schmierstoffe steigt mit dem Druck. Die Abhängigkeit kann für Mineralöl durch folgende Gleichung beschrieben werden:

$$\eta(p) = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (8.2)$$

Der Viskositäts-Druck-Koeffizient  $\alpha$  ist von der Temperatur  $T$  abhängig. Er nimmt mit steigender Temperatur ab. Bei kleinen Temperaturen ist  $\alpha$  von der Größenordnung  $\alpha \approx 0,03/\text{MPa}$ . Die Viskositäts-Druck-Abhängigkeit ist daher vor allem bei tribologischen Problemen zu beachten. Da der maximale Kondensationsdruck etwa  $1,1\text{ MPa}$  beträgt, kann die Abhängigkeit der Viskosität vom Druck im Folgenden vernachlässigt werden.

Die chemische und thermische Stabilität in einem großen Temperaturbereich wird einerseits durch die Fließfähigkeit bei tiefen Temperaturen und den Pourpoint festgelegt. Andererseits ist das Öl in der Druckleitung des Verdichters hohen Temperaturen ausgesetzt. Dort kann es zur Oxidation und Aufspaltung von Ölbestandteilen kommen. Die Moleküle gesättigter synthetischer Öle sind weitaus weniger reaktionsfreudig als die aromatischen Bestandteile der Mineralöle. Zudem weisen die Öle eine homogene Zusammensetzung auf. Daher sind Syntheseöle hinsichtlich der chemischen und thermischen Stabilität grundsätzlich besser zu bewerten und können länger in der Kälteanlage verbleiben. Andererseits sind synthetische Öle teurer.

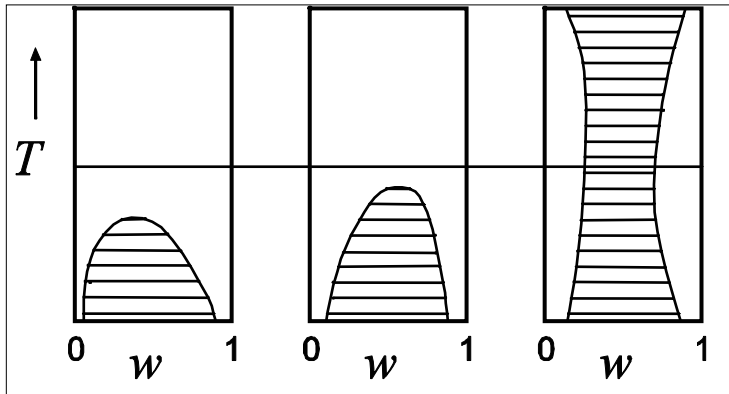


Bild 8.7: Mögliche Löslichkeitsgrenzen bei Kältemittel-Öl-Systemen

Eine weitere wichtige Eigenschaft des Öls in Bezug auf die Eignung in einer Kälteanlage ist die der Verträglichkeit und Mischbarkeit mit dem Kältemittel. Die drei Möglichkeiten des Lösungsverhaltens von Kältemittel-Öl-Systemen sind in Bild 8.7 in Abhängigkeit von der Ölkonzentration  $w$  und der Temperatur dargestellt. Die weißen Bereiche kennzeichnen die Bereiche, in denen beide Flüssigkeiten ineinander löslich sind. Im schraffierten Bereich kommt es zur Entmischung (Mischungslücke). Es bilden sich zwei flüssige Phasen, deren Zusammensetzungen auf den Grenzlinien des Löslichkeitsbereiches abgelesen werden können. In DIN 51503-1 [20] werden die Schmierstoffe in Abhängigkeit vom zu verdichtenden Kältemittel eingeteilt. Die Kältemittel werden in folgende Gruppen eingeordnet:

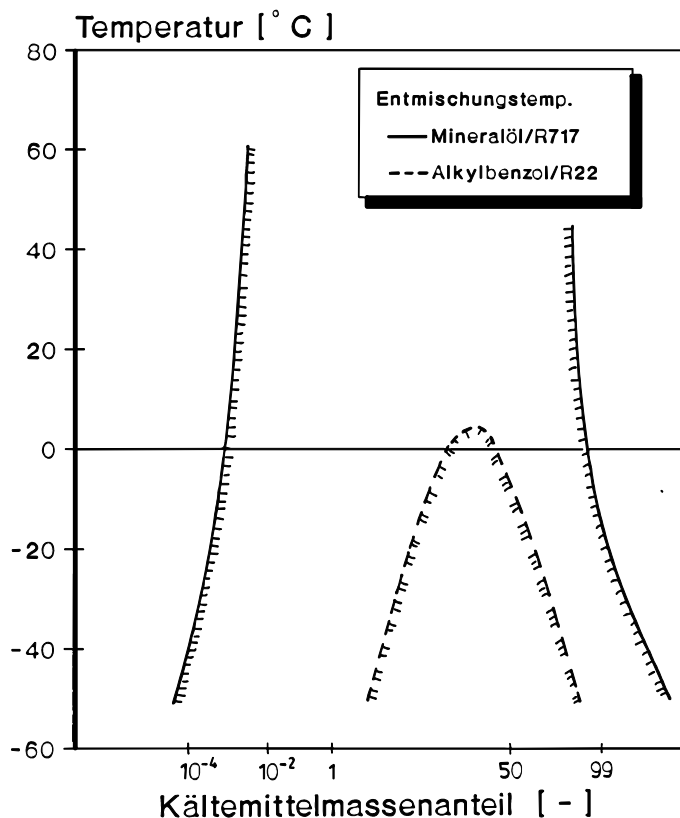
KA	Ammoniak,
KC	voll- und teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW/HFCKW),
KD	voll- und teilfluorierte Kohlenwasserstoffe (FKW/ HFKW) und
KE	Kohlenwasserstoffe (KW, z.B. Propan, Butan)

Bei Ammoniak-verträglichen Ölen werden Ammoniak-unmischbare (Gruppe KAA) von Ammoniak-mischbaren (Gruppe KAB) Ölen unterschieden. Zur Gruppe KAA gehören Mineralöle, Alkylbenzolöle und Poly- $\alpha$ -Olefine. Polyglykolöle sind mit Ammoniak teilweise mischbar und gehören daher zur Gruppe KAB. Polyolester ist nicht ammoniakverträglich. In der folgenden Übersicht werden die Zuordnungen der Verdichteröle zu den einzelnen Kältemittelklassen dargestellt:

Bezeichnung	Abk.	Anwendungen	Beispiel für Kältemittel
Paraffinbasisches Mineralöl	MO	KAA; KC, KE	Propan
Naphtenbasisches Mineralöl	MO	KAA, KC, KE	Propan
Alkylbenzolöl	AB	KAA, KC, KE	R12, R22, NH <sub>3</sub>
Poly- $\alpha$ -Olefin	PAO	KAA, KC, KE	NH <sub>3</sub>
Polyalkylenglykol	PAG	KAB, KD	NH <sub>3</sub> , R134a
Polyolester	KD	KD	R134a, R404a, R507

Für die FCKW-Kältemittel werden als Syntheseöle vorwiegend Produkte auf Basis von Alkylbenzolen oder Poly- $\alpha$ -Olefinen verwendet. In selteneren Fällen wird für Tieftemperaturanwendungen auf Silikon- oder Silikatöle zurückgegriffen. Auf diese Spezialöle wird im Rahmen dieser Arbeit nicht eingegangen. Auch in Mineralölen sind die meisten FCKW-Kältemittel sehr gut löslich. Wegen ihrer günstigeren Fließeigenschaften werden dabei naphthenbasierte Öle den paraffinbasierten vorgezogen. Als Ausnahmen gelten R22 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ) und R114 ( $\text{C}_2\text{F}_4\text{C}_{12}$ ), die nur unvollständig in Mineralöl löslich sind. R13 ( $\text{CF}_3\text{Cl}$ ), R115 ( $\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$ ) und R502 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}/\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$ ) haben eine ausgesprochen geringe Löslichkeit in Mineralöl. Ebenfalls als nur unzureichend mischbar mit Mineralöl haben sich die Fluorkohlenwasserstoffe erwiesen. Für FKW- und HFKW-Kältemittel werden daher Ester- oder Polyalkylenglykol-Schmierstoffe eingesetzt. Die Kohlenwasserstoff-Kältemittel (Gruppe KE nach DIN 51503-1) weisen eine gute Löslichkeit mit Schmierstoffen auf Mineralölbasis auf. Aufgrund dieser guten Löslichkeit wird die kinematische Viskosität des eingesetzten Schmieröls erheblich reduziert. Wegen der geringeren Dichte der Kohlenwasserstoffe kommt es außerdem zu einer deutlichen Reduzierung der dynamischen Viskosität. Die Löslichkeit von Alkylbenzolölen in Kohlenwasserstoffen ist unterschiedlich. In Propen sind AB am besten, in Butan am schlechtesten löslich [6].

Für das in der Versuchsanlage eingesetzte Verdichterschmieröl mit dem Namen *Reniso KC 68*<sup>®</sup> sind nur wenige Angaben vom Hersteller Fuchs DEA Schmierstoffe GmbH bekannt gegeben. Es handelt sich um ein naphthenbasiertes Selektivraffinat mit hoher thermischer Stabilität und einem Viskositätsindex VI von 47. Die kinematische Viskosität beträgt bei 40 °C  $\nu = 68 \text{ mm}^2/\text{s}$  und bei 100 °C  $\nu = 7,1 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Damit ergibt sich nach (8.1) ein Wert von  $m = 4,087$  für die Richtungskonstante für das Viskositäts-Temperatur-Verhalten nach [74]. Die Dichte beträgt bei 15 °C  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ . Das Löslichkeitsverhalten mit dem Kältemittel Ammoniak wird in [Kapitel 8.11](#) ausführlich untersucht. Ein erster Anhaltspunkt für das Löslichkeitsverhalten von Mineralöl mit Ammoniak zeigt [Bild 8.8](#). Leider ist durch die logarithmische Auftragung des Kältemittelanteiles, die Löslichkeit des Öles im Ammoniak nur schwer zu erkennen.



**Bild 8.8:** Löslichkeit von Mineralöl mit Ammoniak und Alkylbenzol mit R22 [11]

### 8.3 Verhalten des Öls im Kältekreislauf

Mit dem verdichteten Kältemittel gelangt stets etwas Öl in die Heißgasleitung. Anlagen, bei denen das Öl nicht vollständig im Kältemittel löslich ist, benötigen daher einen Ölabscheider. Dort wird der größte Teil des Öls abgeschieden und zum Verdichter zurückgeleitet. Da Ölabscheider das Öl nicht vollständig abtrennen können, gelangen stets kleine Ölmengen über den Kondensator in den Verdampfer. Die hier beschriebene Anlage verfügt über zwei Ölabscheider, deren Aufstellung und Funktionsweise in [Kapitel 5.2](#) beschrieben werden.

In den Fließspalten des Verdampfers befindet sich daher ein System aus flüssigem Kältemittel, gasförmigem Kältemittel und Öl. Der Öltransport durch den Verdampfer und die Beeinflussung des Wärmeübergangs hängt einerseits von der Löslichkeit des Öls im Kältemittel ab. Damit aber auch von der Anzahl und der Zusammensetzung der Phasen und der Verteilung dieser Phasen über den Querschnitt des Fließspaltes. Andererseits ist der Dampfanteil am Austritt des Verdampfers entscheidend.

Ein mischbares Kältemittel-Öl-System, beispielsweise Ammoniak/Polyalkylenglykol, bildet bei der Verdampfung zwei Phasen aus. Die flüssige Phase benetzt die Wand des Fließspaltes. Sie besteht aus Öl und darin gelöstem Kältemittel. Das Öl reichert sich mit zunehmendem Dampfanteil in dieser Phase an. Im Überhitzungsbereich befindet sich an den Verdampferplatten ein Ölfilm, in dem nur noch eine kleine Menge Kältemittel gelöst ist.

Da bei niedrigen Temperaturen die Viskosität des Öls bereits bei sehr kleinen Kältemittelanteilen stark abnimmt, werden Öltropfen aus dem Film von der Dampfströmung mitgerissen [11]. Es kann sich somit ein stationärer Zustand einstellen, bei dem sich eine konstante Menge Öl im Verdampfer befindet. Ein nicht mischbares Kältemittel-Öl-System, beispielsweise das in der Versuchsanordnung untersuchte System aus Ammoniak und *Reniso KC68*<sup>®</sup>, einem naphthenbasischen Mineralöl, bildet bei der Verdampfung drei Phasen aus, zwei flüssige und eine gasförmige. In [46] werden Versuche mit einem unlöslichen System aus Ammoniak und dem Mineralöl *Shell Clavus G68* beschrieben. Die Verdampfungsstrecke besteht dort aus waagerechten Rohren. Die Strömung wurde durch 2 Doppelrohrglasbausteine beobachtet. Bei tiefen Temperaturen waren zwei flüssige Phasen erkennbar, und am Verdampferaustritt konnte bei trockener Verdampfung stets ein Ölfilm beobachtet werden.

Die Ölphase besteht dabei aus kleinen, fein verteilten Tröpfchen. Da das Mineralöl eine höhere Dichte und Viskosität als Ammoniak aufweist, reichern sich die Tröpfchen bei den zahlreichen Richtungsänderungen der Strömung im Fließspalt in der Nähe der Platten an, und die Platten werden mit einem dünnen Ölfilm benetzt. Bei trockener Verdampfung wird wegen der großen Viskosität nur ein kleiner Teil des Ölfilms von der Dampfströmung im Überhitzungsbereich mitgerissen, so dass nur wenig Öl, welches den Ölabscheider passiert, durch die Saugleitung zum Verdichter zurücktransportiert wird. Das Öl sammelt sich im Verdampfer und muss aus dem Sumpf abgelassen werden. Bei überfluteter Verdampfung wird die Verdampferfläche vollständig von flüssigem Kältemittel überströmt, so dass am Austritt der Schmierstoff mitgerissen wird und sich nicht im Verdampfer anreichern kann [46].

In dem Verdampfer nachgeschalteten Abscheidebehälter erfolgt jedoch eine Phasentrennung, bei der der kältemittelreiche Dampf in die Saugleitung des Verdichters gelangt und Flüssigkeit in diesem Behälter verbleibt. Das flüssige Öl kann nicht auf dem Wege des Kältemittels zum Verdichter zurücktransportiert werden. Die ölreiche, flüssige Phase verbleibt im Abscheider-Verdampfer-Kreislauf, so dass eine thermische Trennung notwendig ist. Zur Rückführung von löslichem Öl wird deshalb häufig ein Ölverdampfer verwendet. Im Gegensatz zu mischbaren Öl-Kältemittel-Systemen ist eine thermische Trennung bei unmischbaren Systemen nicht erforderlich. Aufgrund seiner höheren spezifischen Dichte kann es vom Abscheidebehälter ins Fallrohr fließen und sich an den tiefsten Stellen des Verdampfer-Abscheider-Kreislaufes sammeln, wenn die Fließfähigkeit des Öls und die konstruktiven Gegebenheiten dies zulassen. Es kann von dort durch Ölablassvorrichtungen in regelmäßigen Abständen abgezogen und zum

Verdichter zurückgeführt werden. Bei schlechter Fließfähigkeit verbleibt jedoch ein Großteil des Öls in Form fein verteilter Tröpfchen im Verdampfer-Abscheider-System.

In der vorliegenden Versuchsanordnung wird eine Rückföhreinrichtung für das Öl vom Verdampfersumpf und dem Fallrohr des Abscheiders zum Verdichterkurbelraum verlegt. Die beiden möglichen Ölsammelpunkte werden über ein Rohr- und Ventilsystem mit dem Verdichter verbunden. So kann für beide Betriebsarten des Verdampfers, die überflutete sowie die trockene Fahrweise, eine Rückföhung des Öls auch während des Betriebes bequem durchgeführt werden.

## 8.4 Verhalten des Öls bei der Verdampfung

Bei Verdampfungsvorgängen in Kälte- und Wärmepumpenkreisläufen unterscheidet man in Abhängigkeit vom Aggregatzustand des Kältemittels am Austritt des Verdampfers die trockene von der überfluteten Verdampfung. In einigen Arbeiten wird diese Unterscheidung auch anhand der Verdampferbauart und des Heizfluides gemacht. Für die Berechnung des Wärmeübergangs ist allerdings die Strömungsform im Verdampfer entscheidend. Verdampft das Kältemittel an der Außenseite horizontaler Rohre, die im Innern mit Flüssigkeit beheizt werden, spricht man stets von überfluteter Verdampfung. Der durch die aufsteigenden Blasen entstehende Umlauf wird Naturumlaf genannt. Dem Kältemittel wird von außen keine Strömung aufgezwungen. In diesem Fall werden zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten die Korrelationen für das Behältersieden zugrunde gelegt. Befindet sich dagegen das Kältemittel in Verdampferrohren, die von außen beheizt werden, stellt sich in den Rohren durch das nachströmende Kältemittel eine Strömung ein. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten werden in diesem Fall Korrelationen für das Strömungssieden (Sieden bei erzwungener Konvektion) verwendet. Der Aggregatzustand am Austritt des Verdampfers hat keinen Einfluss auf die Korrelationen. Von ihm hängt jedoch das Verhalten des Öls im Verdampfer in entscheidender Weise ab.

Auch wenn das Behältersieden in der zu untersuchenden Versuchsanordnung keine Rolle spielt, können aus bisherigen Versuchen zum Behältersieden Rückschlüsse auf das Verhalten des Öls beim Strömungssieden geschlossen werden. Dies gilt insbesondere für den ersten Teil der Verdampfungsstrecke, in der Blasensieden vorherrscht. Daher werden in diesem Abschnitt Ergebnisse sowohl zum Strömungssieden als auch zum Behältersieden zusammengetragen. Allgemein ist anzumerken, dass der Einfluss des Öls auf die Vorgänge bei der Verdampfung vom lokalen Ölanteil abhängig ist. Durch Anreicherungsverfahren ist die Ölkonzentration im Verdampfer jedoch nicht konstant. Angaben zu Ölkonzentrationen, die in der Regel vorm Verdampfereintritt bestimmt werden, müssen also stets auch unter Berücksichtigung der Anreicherung bewertet werden. Somit können die Versuchsergebnisse nicht ohne weiteres auf unterschiedliche Verdampferbauarten übertragen werden.

In [Kapitel 8.7](#) wird ein Berechnungsverfahren für den Wärmewiderstand in einem Verdampferplattenspalt angegeben. Berechnungsgleichungen für Gemischgrößen sind in [Kapitel 8.8](#) aufgeführt.

## 8.5 Behältersieden

Für die Bestimmung des Öleinflusses auf den Wärmeübergang beim Behältersieden liegen zahlreiche Arbeiten vor. Eine Übersicht der untersuchten Kältemittel/Öl-Systeme und Heizflächen findet sich in [51]. Dort werden auch zahlreiche Korrelationen der Form

$$\frac{\alpha_{\text{mix}}}{\alpha_{\text{KM}}} = f(w, x_1, \dots, x_n) \quad (8.3)$$

angegeben, bei denen der Wärmeübergangskoeffizient des Kältemittel/Öl-Systems in Bezug zu dem des reinen Kältemittels  $\alpha_{\text{KM}}$  gesetzt werden. Abhängige Parameter sind jeweils die Ölkonzentration  $w$  und  $n$  weitere Einflussgrößen. Diese Gleichungen gelten jedoch stets nur für

die jeweiligen Versuchsbedingungen. Die Einflussgrößen auf den Wärmeübergang beim Sieden von Kältemittel-Öl-Gemischen sind zu komplex, als dass alle Ergebnisse durch eine einzige Korrelation wiedergegeben werden könnten. Insbesondere das Schaumverhalten als wichtige Stoffeigenschaft des Gemisches wird in den Korrelationen nicht berücksichtigt.

In Einzelfällen werden leichte Verbesserungen des Wärmeübergangskoeffizienten bei geringen Ölanteilen gegenüber dem reinen Kältemittel berichtet. Als Erklärung wird die schäumende Wirkung des Öls genannt, durch die es unter bestimmten Bedingungen zu einer besseren Benetzung der Heizwand kommt, was sich positiv auf den Wärmeübergang auswirkt. Außerdem kann durch die Erhöhung der Oberflächenspannung die Keimstellendichte erhöht werden.

In den meisten Fällen wird jedoch mit zunehmendem Ölanteil eine kontinuierliche Verschlechterung des Wärmeübergangs festgestellt. Dies wird auf eine Diffusionshemmung bei der Blasenentstehung zurückgeführt. Betrachtet man den Einfluss von Öl auf eine einzelne Blase, so kann beobachtet werden, dass sich das Öl beim Verdampfen des Kältemittels aus dem Gemisch an der Phasengrenzfläche anreichert. Diese Ölanreicherung behindert das Entstehen und Wachsen der Blase, weil die ölreiche Schicht die Diffusion des Kältemittels durch die Phasengrenzfläche bei der Verdampfung verschlechtert. Damit sinkt die Wachstumsgeschwindigkeit der Blase und der übertragene latente Wärmestrom der einzelnen Keimstelle, so dass ihr Einflussbereich geringer wird. Außerdem kühlt sich dadurch die Heizfläche weniger ab, was zu einer Erhöhung der Wandtemperatur führt. In der Anfangsphase läuft das Blasenwachstum daher insgesamt langsamer ab. Die Phasengrenzfläche breitet sich somit nicht so weit aus. Der Blasenfuß wird kleiner, und die Haftkraft der Blase an der Heizfläche geringer. Die Ölanreicherung und die Erhöhung der Wandtemperatur bewirken wiederum eine höhere Oberflächenspannung am Blasenfuß, die das Einschnüren der Blase begünstigt. Dies führt insgesamt dazu, dass die Blase schon bei kleinen Auftriebskräften abgerissen wird. Bei geringerem Abreißdurchmesser und höherer Viskosität des Fluids nimmt die konvektive Wirkung der Blase ab. Das Öl blockiert somit den Wärmeübergang.

Die oben beschriebene Erhöhung der Keimstellendichte, die den Wärmeübergang verbessert, wurde nicht von allen in [51] zitierten Veröffentlichungen beschrieben. Avaliani beobachtet in [3] beispielsweise, dass sich die Anzahl der Keimstellen bei einem Ölmassenanteil von 12 % um den Faktor 10 verringert. Die Versuche in [3] wurden mit dem Öl ChF-12 und dem Kältemittel R113 durchgeführt.

Die Schaumbildung nimmt mit zunehmender Wärmestromdichte [12, 24] und bei Ölanteilen bis 3 % [65] zu. Die Wirkung des Schaums auf den Wärmeübergang ist von mehreren Bedingungen abhängig. Schaum besteht aus vielen kleinen Einzelblasen, die durch eine dünne Flüssigkeitsschicht von der Heizfläche getrennt sind. Dies bewirkt zunächst eine Vergrößerung der Phasengrenzfläche. Außerdem verringert sich mit zunehmendem Blasenwachstum die Verdampfungstemperatur. Die Wärmeübertragung erfolgt daher bei geringen Wandüberhitzungen und hohen Wärmeübergangskoeffizienten. Andererseits bewirkt eine starke Schaumentwicklung eine Ölanreicherung in der Nähe der Heizfläche, und es kommt zu den oben bereits beschriebenen Effekten der Diffusionshemmung und der Störung des Blasenwachstums.

Memory beschreibt in [50] den Einfluss des Blasenabreißdurchmessers und der Heizflächengeometrie auf den Wärmeübergang beim Behältersieden. Bei Ölanteilen von 0, 3 und 10 % werden Untersuchungen am innen beheizten Glattrohr und an Lamellenrohren mit 19 und 26 fpi (fins per inch /Lamellen pro 25,4 mm) durchgeführt. Als Kältemittel werden ein HFCKW (R124,  $C_2HF_4Cl$ ) und ein FCKW (R114,  $C_2F_4Cl_2$ ) eingesetzt. Während beim 26 fpi-Rohr der Wärmeübergangskoeffizient des HFCKW nur im Bereich sehr hoher Wärmestromdichten größer als derjenige des FCKW ist, ist dies beim Glatt- und beim 19 fpi-Rohr für alle gemessenen Wärmestromdichten der Fall. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Blasenabreißdurchmesser des HFCKW kleiner ist und die Blasen daher durch die kleinen Lamellenzwischenräume des 26 fpi-Rohres schlechter befördert werden können. Dies wirkt sich negativ auf die Durchmischung

der wandnahen Schicht aus. Auch bei einer Ölschaumbildung wirken sich zu enge Lamellen negativ aus. Es lässt sich beobachten, dass die Verbesserung des Wärmeübergangs durch die Schaumbildung des Gemisches aus HFCKW und 3 % Öl beim 26 fpi-Rohr weniger stark ausgeprägt als beim Glatt- und beim 19 fpi-Rohr ist. Beim HIGH FLUX-Rohr, das eine poröse Kupfer-Beschichtung aufweist, wird zudem eine signifikante Verschlechterung des Wärmeübergangs bei hohen Ölkonzentrationen festgestellt. Diese Verschlechterung wird darauf zurückgeführt, dass der Schaum die Poren und Hohlräume nicht benetzt, sondern verstopft und somit der Wärmeübergang behindert wird. Außerdem weist die poröse Oberfläche des HIGH FLUX-Rohres auch ohne Öl bereits eine erhöhte Keimstellendichte auf. Der Effekt der Erhöhung der Keimstellendichte kommt so nicht zum Tragen.

## 8.6 Strömungssieden im Rohr

Wie in [Kapitel 8.3](#) beschrieben wird, bildet sich im waagerechten Rohr bei signifikanten Ölanteilen stets ein Film an der Verdampferoberfläche. Sind Kältemittel und Öl mischbar, enthält dieser Film flüssiges Öl und darin aufgelöstes Kältemittel. Eine mittlere Dicke  $\delta$  kann für ihn angenommen werden. Der Film benetzt dabei einen Winkel  $\varphi_{\text{mix}}$  des Rohrumfangs. Der Wärmeübergangskoeffizient im Rohrrinnern ergibt sich als Kombination der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wand zum dampfförmigen Ammoniak und von der Wand zum flüssigen Film.

$$\alpha = \frac{1}{2\pi} (\alpha_G \varphi_G + \alpha_{\text{mix}} (2\pi - \varphi_G)) \quad (8.4)$$

Boyman et al. schlagen in [10] folgendes Berechnungsverfahren zur Bestimmung von  $\alpha_{\text{mix}}$  vor: Der konvektive Wärmeübergang von der Wand zum flüssigen Film setzt sich aus einem Anteil *Sieden mit freier Konvektion* und einem Anteil *Blasensieden* zusammen. Mit dem asymptotischen Modell nach Steiner [64] erhält man:

$$\alpha_{\text{mix}} = \sqrt[3]{\alpha_{\text{conv}}^3 + \alpha_{\text{nucl}}^3} \quad (8.5)$$

Für die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten müssen die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , die Viskosität  $\eta$ , die Dichte  $\rho$  und die Prandtlzahl Pr des Gemisches bekannt sein. In [10] wird die Berechnung von  $\alpha_{\text{conv}}$  nach Dittus-Boelter mit einer Modifikation von Kattan vorgeschlagen:

$$\alpha_{\text{conv}} = 0,0133 \frac{\lambda_{\text{mix}}}{\delta} \left( \frac{4\dot{m}(1-\dot{x})\delta}{(1-\varepsilon)\eta_{\text{mix}}} \right)^{0,69} \text{Pr}_{\text{mix}}^{0,4} \quad (8.6)$$

Hierin ist  $\varepsilon$  der volumetrische Dampfgehalt. Für die Blasenverdampfung wird die Gleichung nach Stephan und Preusser vorgeschlagen:

$$\alpha_{\text{nucl}} = 0,0871 \frac{\lambda_{\text{mix}}}{d_{\text{Abr}}} \left( \frac{\dot{q}d_{\text{Abr}}}{\lambda_{\text{mix}} T_S} \right)^{0,674} \left( \frac{\rho_G}{\rho_{\text{mix}}} \right)^{0,156} \left( \frac{\Delta h_v d_{\text{Abr}}^2}{a_{\text{mix}}^2} \right)^{0,371} \left( \frac{a_{\text{mix}}^2 \rho_{\text{mix}}}{\sigma d_{\text{Abr}}} \right)^{0,35} \text{Pr}_{\text{mix}}^{-0,162} \quad (8.7)$$

mit  $d_{\text{Abr}}$  als Abreißdurchmesser der Blasen. Boyman et al. können in eigenen Messungen an waagerechten, glatten Verdampferrohren mit diesem Berechnungsverfahren eine befriedigende Übereinstimmung mit experimentell ermittelten Werten erzielen. Außerdem wird in dieser Arbeit der Einfluss des Ölgehalts auf den Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  dargestellt. Für den Gesamtwärmedurchgang  $k$  ergibt sich bei Ölmassenanteilen bis etwa 3 % eine leichte Verbesserung.



Für mischbare Kältemittel-Öl-Systeme liegen weitere zahlreiche Forschungsarbeiten vor, in denen der Einfluss des Ölgehalts und anderer Parameter auf den Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden. Im Folgenden werden diese Arbeiten kurz zusammengefasst:

Worsoe-Schmidt [81] stellt im Einlaufbereich horizontaler Verdampferrohre eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten eines R12-Mineralöl-Gemisches gegenüber dem reinen Kältemittel fest. Bei einem Ölmasseanteil von 1,9 % beträgt die Verbesserung 40 %. Mit zunehmender Lauflänge und damit zunehmendem Dampfanteil schlägt dieser Effekt jedoch in eine Reduzierung des Wärmeübergangskoeffizienten um, insbesondere im Bereich der Überhitzung. Die Verbesserung des Wärmeübergangs wird auf eine bessere Benetzung der Rohrwand zurückgeführt. Bereits bei kleinen Ölanteilen stellt sich eine Ringströmung ein und der obere Teil des Rohres wird von einem hochviskosen Ölfilm benetzt.

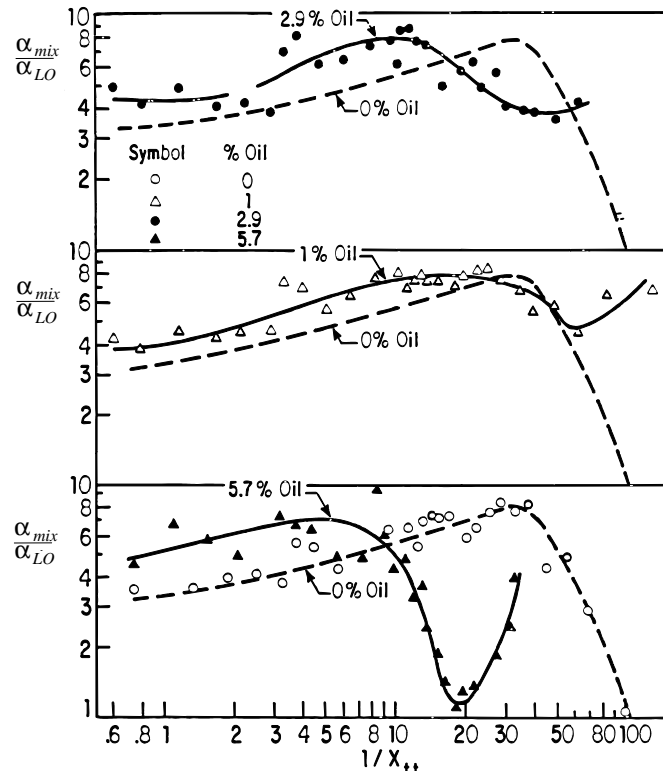


Bild 8.9: Auf  $\alpha_{LO}$  bezogene Wärmeübergangskoeffizienten

Chaddock [13] hat dazu ergänzende Versuche bei höheren Massenstromdichten durchgeführt. Als Kältemittel wird R22 ( $\text{CHF}_2\text{Cl}$ ) verwendet. Es wird ebenfalls eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Ölmasseanteilen bis zu 5,7 % erreicht. Bei einem Ölanteil über 1 % wird dieser Effekt jedoch nur bis zu einem Dampfgehalt von  $\dot{x} = 0,6$  beobachtet. Bei höheren Dampfgehalten führen Ölanteile über 1 % zu einer signifikanten Verschlechterung des gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ . Wird dieser jedoch auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten der reinen Flüssigkeitsströmung  $\alpha_{LO}$  bezogen und über den Kehrwert des Lockhart-Martinelli-Parameters  $X_{tt}$  aufgetragen, ergeben sich die in Bild 8.9 dargestellten Kurven.

Für  $\alpha_{LO}$  wird wiederum eine Gleichung der von Dittus-Boelter gegebenen Form verwendet:

$$\alpha_{LO} = 0,023 \frac{\lambda_{KM}}{d} \left( \frac{\dot{m}}{\eta_{mix}} \right)^{0,8} \text{Pr}^{0,4} \quad (8.8)$$

mit

$$\text{Pr} = \frac{c_{p,\text{KM}} \eta_{\text{mix}}}{\lambda_{\text{KM}}} \quad (8.9)$$

Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  werden dabei über die gesamte Verdampfungsstrecke als diejenigen Werte des reinen Kältemittels angenommen. Lediglich die dynamische Viskosität wird in jedem Messpunkt anhand der Zusammensetzung des Gemisches neu bestimmt. Die gestrichelten Kurven in allen drei Bildern bilden den Verlauf der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten des reinen Kältemittels nach. Während in diesem Fall für große Werte von  $1/X_{\text{tt}}$ , die bei hohen Dampfgehalten erreicht werden, der Quotient  $\alpha/\alpha_{L,0}$  abfällt, durchlaufen die Kurven des ölhaltigen Kältemittels in diesem Bereich ein Minimum. Nur bei dem Ölanteil von 5,7 % wird ein signifikanter Abfall festgestellt. Der konstant hohe Wert  $\alpha/\alpha_{L,0}$  lässt sich auf eine Benetzung der Rohrwand auch bei hohen Dampfgehalten zurückführen.

Tichy, Duval und Macken [70] stellen Versuche mit einem vollständig mischbaren R12/Öl-System dar. Übereinstimmend mit den bisher genannten Autoren wird eine Verbesserung des Wärmeübergangs gegenüber dem reinen Kältemittel bei Dampfgehalten bis  $\dot{x} = 0,4$  beschrieben (Bild 8.10, oben). Bei einer hohen Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kältemittel wird der Wärmeübergang durch das Öl jedoch stets verschlechtert. Als Parameter wird daher die Jakob-Zahl,

$$\text{Ja} = \frac{c_{p,\text{KM}} (T_{\text{W}} - T_{\text{KM}})}{\Delta h_{\text{v}}} \quad (8.10)$$

eingeführt. In der Jakob-Zahl findet die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kältemittel, sowie die Verdampfungsenthalpie des Kältemittels Berücksichtigung. Verdampfer, die bei großen Wärmestromdichten arbeiten, weisen große Temperaturdifferenzen und somit große Jakob-Zahlen auf. Bei ihnen sind daher bereits bei kleinen Ölgehalten Leistungsverluste zu erwarten.

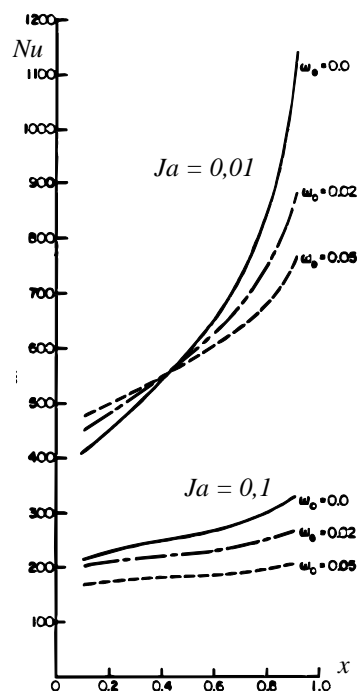


Bild 8.10: Einfluss des Öls in Abhängigkeit von der Jakob-Zahl

Die Verhältnisse bei einem teilweise löslichen Gemisch aus R502 und Öl werden von Chaddock in [13] dargestellt. Verdampfungsversuche werden bei  $-25\text{ °C}$  vorgenommen. Bei dieser

Temperatur kann R502 ungefähr 1 % Öl lösen. Wird das Kältemittel mit 2 % Öl beaufschlagt, werden zwei getrennte flüssige Phasen im Verdampfer beobachtet. Die bei einem Ölgehalt von 1 % beobachtete Ringströmung bricht zusammen. Die ölreiche Phase schwimmt auf, verhindert die vollständige Benetzung der Rohrwand und wirkt dadurch als zusätzlicher Wärmewiderstand. Der Wärmeübergangskoeffizient ist geringer als beim löslichen System und nimmt mit zunehmendem Ölanteil ab. In derselben Arbeit wird der Einfluss des Mineralöls auf das Kältemittel Ammoniak beschrieben. Ein Einspritzen des Öls bis zu einem Massenanteil von 2 % in die Flüssigkeitsleitung vorm Expansionsventil führt zu einer vollständigen Blockierung des Verdampferrohres ( $d = 13,39$  mm Innendurchmesser). Im Verdampfer verursacht das Öl den vierfachen Druckverlust und siebenfachen Wärmewiderstand der reinen Kältemittelströmung. Bei weiteren Versuchen mit Ölanteilen von 0,33 % wird eine Erhöhung des Wärmewiderstandes um den fünffachen Wert des ölfreien Betriebs festgestellt.

Lippold [46] vergleicht den Wärmeübergang in horizontalen Verdampferrohren an das Kältemittel Ammoniak mit unterschiedlichen Rohrgeometrien und Ölen. Die Verdampfungsstrecke besteht aus sechs Rohren, die über U-förmige Rohrstücke miteinander verbunden sind. Das System Ammoniak/Mineralöl bildet im Einlauf zwei Phasen, wobei die obere Rohrhälfte nicht benetzt wird. Kurz vorm Austritt wird auf dem gesamten Rohrumfang ein ölreicher Film festgestellt. Im überfluteten Betrieb wird das Rohr vollkommen ölfrei gewaschen. Der Einfluss der Ölsorte ist signifikant. Der Wärmeübergangskoeffizient des Systems PG-Öl/Ammoniak ist bei Wärmestromdichten von  $\dot{q} = 20$  kW/m<sup>2</sup> doppelt so groß wie der des Systems aus Ammoniak und Mineralöl der Viskositätsklasse 68. Bei Versuchen mit einem Mineralöl der Viskositätsklasse 15 wird ein deutlich verbesserter Wärmeübergang gegenüber dem höherviskosen Öl festgestellt. Da der Ölgehalt nicht angegeben wird, sind die Versuchsergebnisse nur qualitativ zu bewerten.

Die Ergebnisse von Lippold [46] werden durch Versuche von Eckels [25] bestätigt. Für ein Gemisch mit einem Öl der kinematischen Viskosität  $\nu = 36$  mm<sup>2</sup>/s werden für zwei Massenstromdichten, mehrere Ölkonzentrationen und zwei Rohrgeometrien deutlich bessere Werte des Wärmeübergangskoeffizienten als für ein Gemisch mit einem Öl der kinematischen Viskosität  $\nu = 80$  mm<sup>2</sup>/s gemessen.

## 8.7 Strömungssieden im Plattenspalt

Um den Einfluss eines unlöslichen Mineralöls auf den Wärmeübergang in einem Plattenverdampfer abzuschätzen, werden die in den beiden vorangegangenen Abschnitten dargestellten Forschungsergebnisse auf den senkrechten Verdampferspalt angewendet.

Beim Strömungssieden bildet ein unlösliches Kältemittel/Öl-System zwei flüssige Phasen aus. Besitzt das Öl eine geringere Dichte als das Kältemittel, schwimmt die ölreiche Phase auf und verhindert im waagerechten Rohr eine vollständige Benetzung der Rohrwand. In den Spalten des Plattenverdampfers kommt es durch die Rippenstruktur zu zahlreichen mehr oder weniger ausgeprägten Änderungen der Strömungsrichtung. Deshalb ist bei überfluteter Verdampfung nicht zu erwarten, dass die ölreiche Phase an der Wand einen durchgehenden Film bildet. Das an der Wand haftende Öl wird sofort von der kältemittelreichen Phase wieder abgewaschen.

Bei trockener Verdampfung reichert sich das Öl im Verdampfer an und im Bereich hoher Strömungsdampfgehalte bildet sich ein Ölfilm direkt an der Wand. Eine einfache Abschätzung des Einflusses dieses Ölfilms auf den Wärmeübergang soll unter der Annahme erfolgen, dass der Film eine konstante Dicke  $\delta_{01}$  aufweist. Das verdampfende Kältemittel überströmt den Ölfilm. Für den Einfluss des Films auf die Kältemittelströmung sei lediglich zu beachten, dass an der Phasengrenze Öl-Kältemittel beide Fluide eine endliche Strömungsgeschwindigkeit  $\vec{w} = (w_1, w_2, w_3)$  aufweisen. Diese Geschwindigkeit sei gegenüber der Geschwindigkeit der Kernströmung des Kältemittels zu vernachlässigen. Der Ölfilm soll keinen signifikanten Einfluss auf den

Gesamtdruckverlust der Strömung haben. Für den Ölfilm gilt die Energiebilanz einphasiger Strömungen [4]:

$$\rho \frac{du}{dt} = \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} + \tau_{ji} \frac{\partial w_i}{\partial x_i} \quad (8.11)$$

Das Koordinatensystem werde nun in jedem Punkt so gewählt, dass die Komponenten  $w_2$  und  $w_3$  des Geschwindigkeitsvektors an der Phasengrenze verschwinden. Die Wärmestromdichte  $\dot{q}_1$  beschreibt dann den Wärmestrom durch Leitung in Strömungsrichtung. Dessen Änderung mit der Lauflänge sei ebenso zu vernachlässigen ( $\partial \dot{q}_1 / \partial x_1 = 0$ ) wie die Änderung der Wärmestromdichte  $\dot{q}_3$  quer zur Strömungsrichtung ( $\partial \dot{q}_3 / \partial x_3 = 0$ ). Unter der weiteren Annahme, dass die Dissipationsterme  $\tau_{ji}(\partial w_i / \partial x_j)$  vernachlässigt werden können, vereinfacht sich (8.11) wie folgt:

$$\rho \frac{du}{dt} = \frac{\partial \dot{q}_2}{\partial x_2} \quad (8.12)$$

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}_2$  bewirkt im Ölfilm einen Temperaturgradienten  $\partial T / \partial x_2$ . Der Term

$$\frac{du}{dt} = c_p \left( \frac{dT}{dt} + w_2 \frac{\partial T}{\partial w_2} \right) \quad (8.13)$$

wird im stationären Zustand ( $\partial T / \partial t = 0$ ) wegen  $w_2 = 0$  ebenfalls zu null. Es ergibt sich

$$\frac{\partial \dot{q}_2}{\partial x_2} = 0, \quad (8.14)$$

und damit gilt im gesamten Ölfilm

$$\dot{q}_2 = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_2} \quad (8.15)$$

Im Ölfilm stellt sich demnach an jeder Stelle ein lineares Temperaturprofil ein:

$$T = T_{w,\text{Öl}} - \frac{\dot{q}_2}{\lambda_{\text{Öl}}} x_2 \quad (8.16)$$

In Bild 8.11 ist ein Abschnitt der Verdampfungsstrecke schematisch abgebildet. Auf der linken Seite der Verdampferplatte strömt der Kälteträger (Temperatur  $T_{\text{Sole}}$ ). Die Oberflächentemperatur auf der Soleseite der Platte beträgt  $T_{w,S}$ , die Temperatur des Kältemittels in der Kernströmung  $T_{\text{NH}_3}$ . Die Temperatur der Phasengrenze Öl-Kältemittel beträgt nach (8.16):

$$T_{\text{Öl,NH}_3} = T_{w,\text{Öl}} - \frac{\dot{q}_2}{\lambda_{\text{Öl}}} \delta_{\text{Öl}}, \quad (8.17)$$

und mit der Temperatur der Plattenoberfläche auf der Ölseite,

$$T_{w,\text{Öl}} = T_{w,S} - \frac{\dot{q}_2}{\lambda_{\text{pl}}} \delta_{\text{pl}}, \quad (8.18)$$

erhält man

$$T_{\text{Öl,NH}_3} = T_{w,S} - \dot{q} \left( \frac{\delta_{\text{pl}}}{\lambda_{\text{pl}}} + \frac{\delta_{\text{Öl}}}{\lambda_{\text{Öl}}} \right). \quad (8.19)$$

Der Ölfilm wirkt demnach beim Wärmeübergang wie eine starre Wand. Die Dicke des Ölfilms ist abhängig vom Massenstrom des Öls, der durch den Verdampfer transportiert wird. Da dieser Massenstrom nicht messbar und nur schwer abzuschätzen ist, ist eine explizite Angabe des Einflusses des Öl-Massenstroms auf den Wärmeübergang nicht möglich.

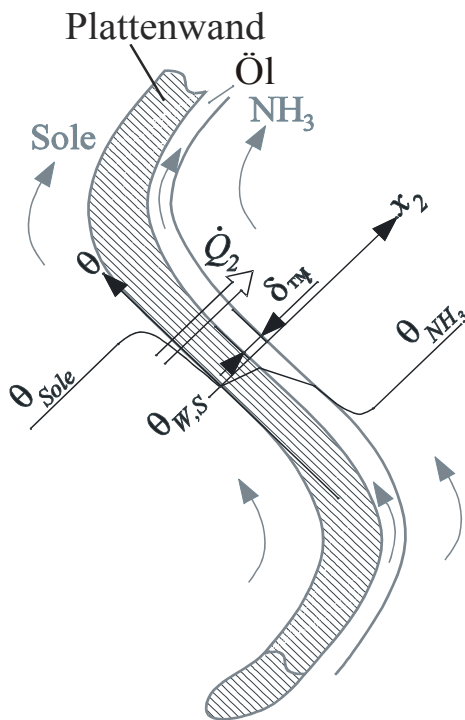


Bild 8.11: Temperaturverlauf im Ölfilm

Im Folgenden wird zunächst untersucht, wie groß  $\delta_{\text{Öl}}$  werden muss, um die Bilanz, bei der  $\alpha_{\text{NH}_3}$  berechnet wird, signifikant zu beeinflussen. Dabei wird davon ausgegangen, dass der Wärmeübergangskoeffizient der Kälte-trägerseite  $\alpha_{\text{KT}}$  und der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  hinreichend genau bestimmt sind. Für den Fall des ölfreien Wärmeübergangs ergibt sich

$$\tilde{\alpha}_{\text{NH}_3} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \left( \frac{1}{\alpha_{\text{KT}}} + \frac{\delta_{\text{pl}}}{\lambda_{\text{pl}}} \right)}. \quad (8.20)$$

Befindet sich auf der Plattenoberfläche ein Ölfilm der Dicke  $\delta_{\text{Öl}}$ , beträgt der Wärmeübergang von diesem Film an das verdampfende Kältemittel

$$\tilde{\alpha}_{\text{NH}_3} = \frac{1}{\frac{1}{k} - \left( \frac{1}{\alpha_{\text{KT}}} + \frac{\delta_{\text{pl}}}{\lambda_{\text{pl}}} + \frac{\delta_{\text{Öl}}}{\lambda_{\text{Öl}}} \right)}. \quad (8.21)$$

Je dicker der Ölfilm in (8.21) angenommen wird, desto größere Wärmeübergangskoeffizienten von der Plattenwand an das Kältemittel würden sich ergeben. Nach (8.17) sinkt die Temperatur der Phasengrenze Öl-Kältemittel mit zunehmender Filmdicke ab, so dass nach der Definitionsgleichung

$$\tilde{\alpha}_{\text{NH}_3} = \frac{\dot{q}_2}{T_{\text{Öl,NH}_3} - T_{\text{NH}_3}} \quad (8.22)$$

der Wärmeübergangskoeffizient zunimmt und für eine verschwindende Temperaturdifferenz  $T_{\text{Öl,NH}_3} - T_{\text{NH}_3}$  ein Maximum annimmt. In diesem Fall liegt der gesamte Wärmewiderstand des

Kältemittelspaltes im Ölfilm. Eine größere Filmdicke würde bedeuten, dass die Temperatur an der Phasengrenze ein Minimum annimmt.

Setzt man in (8.21) in der Praxis übliche Werte für den kälteträgerseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von  $\alpha_{KT} = 6000 \text{ W/m}^2\text{K}$  und für den Wärmedurchgangskoeffizienten  $k = 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$  ein, ergibt sich die in Tabelle 8.1 angegebene Abhängigkeit des bilanzierten zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten von der Ölfilmdicke  $\delta_{\text{Öl}}$ . In der Beispielrechnung in Tabelle 8.1 werden die Materialkennwerte der untersuchten Verdampferplatte von  $\lambda_{\text{pl}} = 15 \text{ W/mK}$  und  $\delta_{\text{pl}} = 5 \text{ mm}$ , sowie eine Wärmeleitfähigkeit des Mineralöles von  $\lambda_{\text{Öl}} = 0,15 \text{ W/mK}$  nach [76] angenommen.

Bereits bei einer angenommenen Filmdicke von  $1 \mu\text{m}$  würde sich für den bilanzierten Wärmeübergangskoeffizienten eine Verbesserung von 5 % ergeben. Bei einer Spaltbreite von 6 mm entspricht das einem volumetrischen Anteil von 0,017 % und einem Massenanteil von 0,023 % bei reiner Flüssigkeitsströmung. Nach den vorliegenden Daten zum Mischungsverhalten von Ammoniak und Mineralöl [11] sind solch geringe Ölmengen jedoch in Ammoniak löslich. Die Entmischung kann daher erst bei hohen Massendampfgehalten auftreten. Liegt beispielsweise bei einem Massendampfgehalt von  $\dot{x} = 0,9$  Ringströmung vor, beträgt der Ölmasseanteil im Ring 0,23 %. Ist die Löslichkeit bekannt, ergibt sich für jeden Dampfgehalt  $\dot{x}$  ein kritischer Ölgehalt  $w_c(\dot{x})$ , für den gerade die Löslichkeitsgrenze erreicht wird. Gilt für den Ölgehalt  $w \geq w_c$ , bildet sich ein Ölfilm. Der kritische Ölmasseanteil sinkt mit zunehmendem Dampfgehalt. Bei einem Dampfgehalt von  $\dot{x} = 1$  wird  $w_c = 0$ , so dass spätestens im Überhitzungsbereich die Wand von einem Ölfilm bedeckt wird.

$\delta_{\text{Öl}}$	$\tilde{\alpha}$
[m]	[W/m <sup>2</sup> K]
$1,0 \cdot 10^{-9}$	7500,38
$5,0 \cdot 10^{-9}$	7501,88
$1,0 \cdot 10^{-8}$	7503,75
$5,0 \cdot 10^{-8}$	7518,80
$1,0 \cdot 10^{-7}$	7537,69
$5,0 \cdot 10^{-7}$	7692,31
$1,0 \cdot 10^{-6}$	7894,74
$5,0 \cdot 10^{-6}$	10000,00
$1,0 \cdot 10^{-5}$	15000,00
$1,5 \cdot 10^{-5}$	30000,00

Tabelle 8.1: Berechnete theoretische zweiphasige Wärmeübergangskoeffizienten  $\tilde{\alpha}$  bei einer angenommenen Ölfilmdicke  $\delta_{\text{Öl}}$

Damit lässt sich das von einigen Autoren beobachtete starke Absinken des Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich hoher Dampfgehalte erklären: Bei mittleren Dampfgehalten reichert sich die kältemittelreiche Phase zunehmend mit Öl an, weil flüssiges Kältemittel verdampft. Sobald die Ölkonzentration die Löslichkeitsgrenze übersteigt, bildet sich lokal ein Ölfilm. Dieser Ölfilm wirkt wie eine isolierende Schicht und behindert massiv den Wärmeübergang.

Aus den Ergebnissen der Beispielrechnung in Tabelle 8.1 geht hervor, dass das Auftreten eines Ölfilms durch das Mischungsverhalten des Kältemittel-Öl-Systems abgeschätzt werden kann. Dieser Ölfilm bewirkt ab einer bestimmten Dicke eine Absenkung des gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten.

## 8.8 Einfluss auf Stoffeigenschaften

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten mit empirischen Korrelationen müssen die Stoffeigenschaften der beteiligten Phasen bekannt sein. Besteht die flüssige Phase aus einem Kältemittel/Öl-Gemisch, unterscheiden sich deren Stoffwerte in Abhängigkeit der Ölkonzentration  $w$  von denen des reinen Kältemittels. Gleichungen zur Berechnung der Gemisch-Stoffwerte für die Dichte  $\rho_{\text{mix}}$ , der kinematischen Viskosität  $\nu_{\text{mix}}$  und der Oberflächenspannung  $\sigma_{\text{mix}}$  sind in [52] zusammengefasst. Für die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{mix}}$  hat Reid in [59] die Gl. (8.26) angegeben:

$$\text{Dichte} \quad \frac{1}{\rho_{\text{mix}}} = \frac{w}{\rho_{\text{öl}}} + \frac{1-w}{\rho_{\text{KM}}} \quad (8.23)$$

$$\text{Kinematische Viskosität} \quad \nu_{\text{mix}} = \nu_{\text{KM}} e^{w \left( \frac{\nu_{\text{öl}}}{\nu_{\text{KM}}} \right)^{0.3}} \quad (8.24)$$

$$\text{Oberflächenspannung} \quad \sigma_{\text{mix}} = \sigma_{\text{KM}} + (\sigma_{\text{öl}} - \sigma_{\text{KM}}) \sqrt{w} \quad (8.25)$$

$$\text{Wärmeleitfähigkeit} \quad \lambda_{\text{mix}}^{-2} = w \lambda_{\text{öl}}^{-2} + (1-w) \lambda_{\text{KM}}^{-2} \quad (8.26)$$

Um den Einfluss des im Kältemittel gelösten Öls auf den Wärmeübergang bei der Verdampfung im Plattenwärmeübertrager abzuschätzen zu können, wird eine Beispielrechnung gemacht, die in Bild 8.12 dargestellt ist. Es werden unterschiedliche Ölgehalte  $w$  angenommen, die die Stoffdaten des verdampfenden Kältemittels beeinflussen. Der Wärmeübergang  $\alpha_{\text{mix}}$  wird mit der von Danilova [19] in Kapitel 2.2 angegebenen Gl. (2.27) und den Gemischstoffdaten bei einer Verdampfungstemperatur von  $T_s = 0 \text{ °C}$  berechnet. Hierzu wird ein hydraulischer Durchmesser von  $d_h = 6 \text{ mm}$ , eine Wärmestromdichte von  $\dot{q}_A = 20 \text{ kW/m}^2$  und eine Massenstromdichte des Kältemittels Ammoniak von  $\dot{m}_A = 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  angenommen.

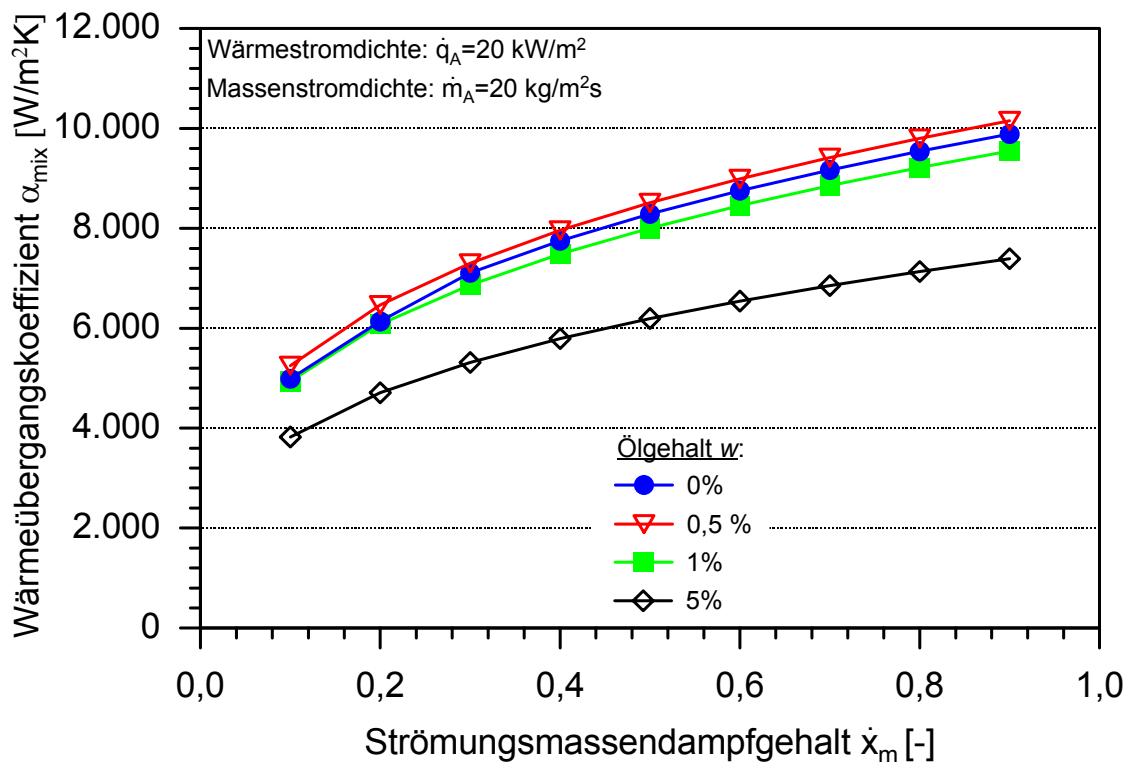


Bild 8.12: Vergleich der Wärmeübergänge bei der Verdampfung von Ammoniak mit unterschiedlichen Ölgehalten  $w$

Da für das in der Versuchsanlage eingesetzte Verdichterschmieröl vom Typ *Fuchs Dea Reniso KC 68* keine Stoffdaten bei einer Temperatur von  $T_s = 0\text{ °C}$  vorliegen, werden Stoffdaten für ein vergleichbares Mineralöl mit einer Viskosität von  $\nu = 68\text{ mm}^2/\text{s}$  bei  $40\text{ °C}$  und einer Dichte von  $\rho = 900\text{ kg/m}^3$  bei  $15\text{ °C}$  aus [76] gewählt.

Das Mineralöl mit dem Handelsnamen *Gluck H* kommt den Stoffeigenschaften von dem eingesetzten Verdichteröl am nächsten. Die angenommenen Stoffdaten des Öls für die Beispielrechnung bei einer Temperatur von  $0\text{ °C}$  werden in Tabelle 8.2 angeführt.

Dichte $\rho$	$900\text{ kg/m}^3$
Kin. Viskosität $\nu$	$880\text{ mm}^2/\text{s}$
Wärmeleitfähigkeit $\lambda$	$0,15\text{ W/mK}$
Oberflächenspannung $\sigma$	$0,02\text{ N/m}$

Tabelle 8.2: Stoffeigenschaften des verwendeten Mineralöles

Aus Bild 8.12 geht hervor, dass erst bei Ölgehalten  $w > 1\%$  der zweiphasige Wärmeübergang deutlich gegenüber dem des reinen Kältemittels abfällt. Da die Löslichkeit des hier verwendeten Mineralöles weit unter  $1\%$  liegt (siehe Kapitel 8.10), kann davon ausgegangen werden, dass das im Kältemittel gelöste Öl keinen Einfluss auf den Wärmeübergang hat.

## 8.9 Verhalten des Kältemaschinenöls im Plattenverdampfer

Zur Einschätzung des Ölverhaltens und zur Bestimmung des Einflusses auf den Wärmeübergang sind, wie in Kapitel 8.4 gezeigt wird, Angaben zur Ölkonzentration und dem Mischungsverhalten notwendig.

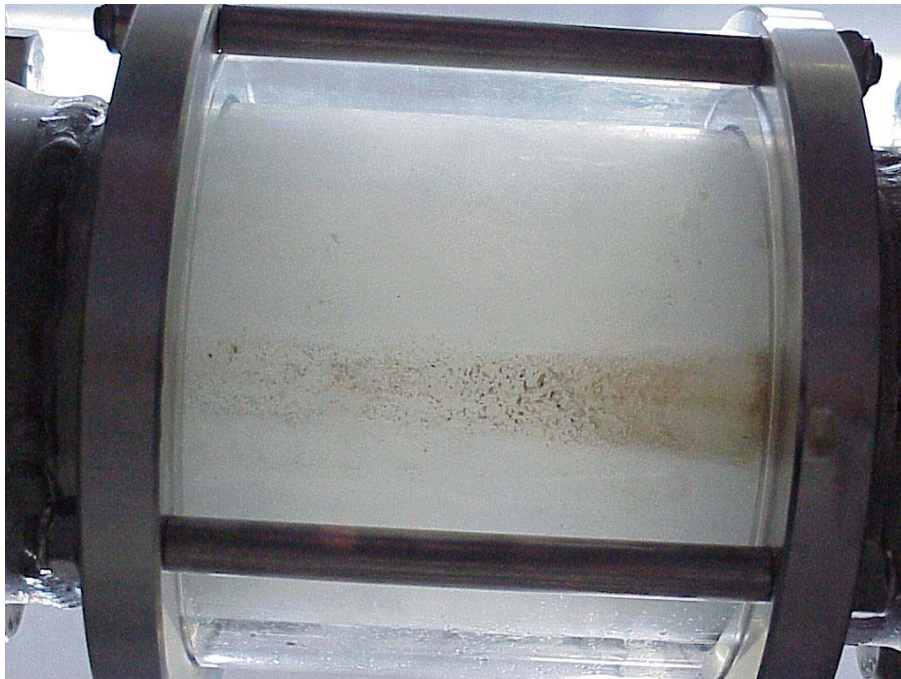


Bild 8.13: Ammoniak–Mineralöl–System im überfluteten Betrieb kurz nach dem Austritt aus dem Verdampfer (Aufnahme von unten)

Zunächst werden Beobachtungen an der Austrittsleitung des Verdichters vorgenommen. Im waagerechten Teil der Saugleitung direkt hinter dem Austritt des Verdampfers ist eine  $10\text{ cm}$  lange Glasrohrstrecke eingesetzt. In Strömungsrichtung hinter dieser Sichtstrecke befindet sich ein Krümmer, der in einen senkrecht ansteigenden Rohrabschnitt mündet. Durch das Schauglas ist die Beobachtung der Strömung des Ammoniak–Mineralöl–Systems möglich.



Während des Betriebs der Anlage kann am Boden der Glasstrecke ein Ölfilm beobachtet werden. Dieser Effekt tritt allerdings nur bei trockener Verdampfung auf. Bei überfluteter Verdampfung ist im Rohr kein Ölfilm zu erkennen. Bild 8.13 zeigt die Unterseite der Glasstrecke im überfluteten Betrieb. Aufgrund der höheren Dichte des Mineralöls ist die Bildung eines Ölfilms an dieser Stelle zu erwarten. Die Trübung des Fluids rührt von der intensiven Durchmischung der Zweiphasenströmung mit kleinen Gasblasen her. Durch diese Blasen wird das Licht gebrochen, und die Flüssigkeit erhält ein milchiges Aussehen. Der dunkle Streifen in der Mitte besteht aus festen Ablagerungen, die bei vorangegangenen Untersuchungen mit trockener Verdampfung entstanden.

Bei Stillstand der Anlage tritt an die Stelle der intensiv durchmischten Zweiphasenströmung eine klare Trennung der flüssigen von der gasförmigen Phase. Bei einem unlöslichen System aus Ammoniak und Mineralöl ist zudem die Bildung einer klar abgegrenzten zweiten, ölreichen Phase unterhalb des flüssigen Ammoniaks zu erwarten. In Bild 8.14 ist der Zustand des Fluids etwa drei Tage nach dem Abschalten der Anlage aus derselben Blickrichtung dargestellt. Die Trübung ist vollständig verschwunden. An der Innenfläche des Glasrohres sind auf dem gesamten Umfang vereinzelt Tröpfchen zu sehen. Am tiefsten Punkt des Rohres sind einige größere Tropfen und Schlieren zu erkennen. Der Anteil dieser Tropfen am Gesamtvolumen ist nicht abschätzbar.

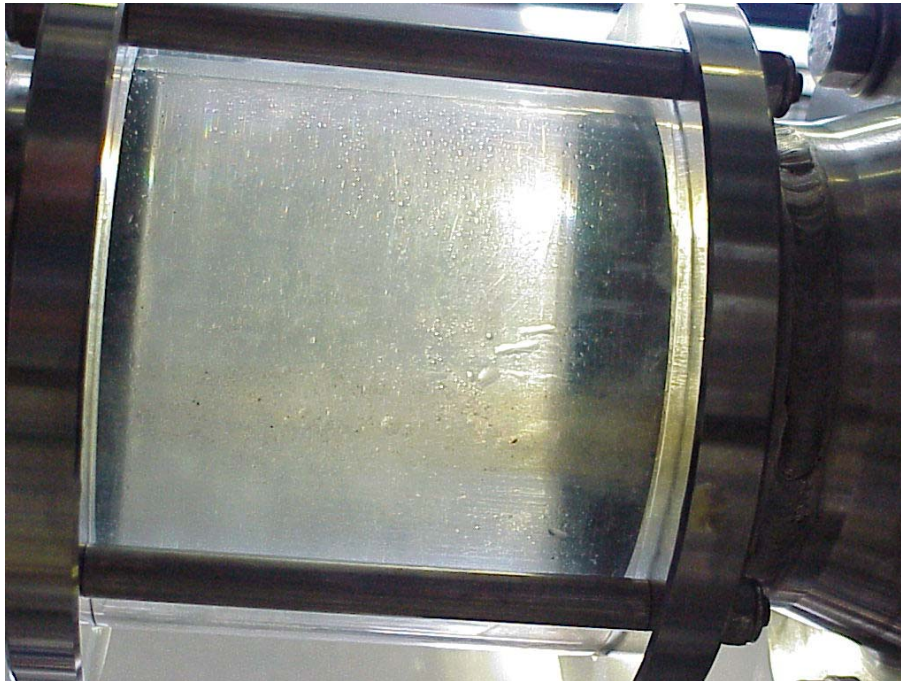


Bild 8.14: Ammoniak–Mineralöl–System bei Anlagenstillstand (Aufnahme von unten)

## 8.10 Messung der Ölkonzentration

Ein erster Anhaltspunkt des Mischungsverhaltens von Mineralöl und Ammoniak bietet das Bild 8.8 in Kapitel 8.2. Leider wird in dieser Darstellung die Mischungslücke bei hohen Kältemittelkonzentrationen nur sehr ungenau wiedergeben. Deshalb soll das Löslichkeitsverhalten des Kältemaschinenöles in Ammoniak experimentell untersucht werden. Hierfür wird eine Apparatur konstruiert, mit der das Kältemittel–Öl–System visuell untersucht und die Ölkonzentration durch Verdampfung des Kältemittels abgeschätzt werden kann.

Eine Untersuchung des Gemisches bei Umgebungsdruck ist schwer realisierbar. Da Ammoniak bei Umgebungstemperatur sofort heftig zu sieden beginnt, muss die Probe zur visuellen Untersuchung gekühlt oder thermisch isoliert werden. Eine Kühlung des Gemisches auf die Sättigungstemperatur  $T_s = -33,3\text{ °C}$ , ist mit hohem Aufwand verbunden. Das Mischungsverhalten

eines Ammoniak–Öl–System bei derartig niedrigen Temperaturen unterscheidet sich zudem deutlich vom Verhalten bei den untersuchten Verdampfungstemperaturen von  $T_s = -10\text{ °C}$  bis  $+5\text{ °C}$ . Insbesondere die Löslichkeit wird laut [11] in diesem Temperaturbereich schlechter.

Die Untersuchung des Gemisches bei Betriebsdruck bedingt eine Kühlung des Systems auf die untersuchte Verdampfungstemperatur oder die thermische Isolierung von der Umgebung. Eine befriedigende thermische Isolierung ist in einem doppelwandigen Druckbehälter erreichbar, bei dem das zu untersuchende System in den Innenteil gefüllt wird und der Wärmedurchgangswiderstand aufgrund niedriger Wärmeleitung in den Wänden ausreichend hoch ist. Dieser Gedanke lag der vorliegenden Konstruktion zugrunde. Für die Gestalt der inneren Gefäßwand wurde die Form eines auf der Spitze stehenden Kegels gewählt, da absinkende Öltropfen, die auf die Wand treffen, an dieser herabfließen können, um sich im unteren Teil des Gefäßes zu vereinigen. Zudem sind kegelförmige Glasgefäße als Sedimentiergefäße oder Imhoff–Trichter im Handel erhältlich.

Eine weitere Eigenschaft der Kegelform besteht darin, dass die Ablesegenauigkeit der Volumenmessung zur Spitze hin zunimmt. Die Skalierung beträgt  $0,1\text{ ml}$  im Bereich bis  $2\text{ ml}$ ,  $0,5\text{ ml}$  im Bereich bis  $10\text{ ml}$  und steigt bis  $50\text{ ml}$  für  $1000\text{ ml}$  Gesamtvolumen an. Das ist insofern vorteilhaft, weil zunächst die Größenordnung der Ölkonzentration unbekannt ist. Bei weiteren Messungen kann die Gesamtfüllung dem erwarteten Ölanteil und der gewünschten Genauigkeit angepasst werden. Bild 8.15 zeigt eine 3D–Ansicht des konstruierten Druckbehälters und Bild 8.16 einen virtuellen Schnitt durch den Behälter. Der untere Teil des Behälters ist die in Bild 8.13 dargestellte Glasrohrstrecke. In der Kälteanlage wird an Stelle dieser Glasrohrstrecke ein Edelstahl–Rohr eingebaut. Da die Enden der Glasrohrstrecke mit Flanschen versehen sind, wird der Behälter unten mit einem Blindflansch verschlossen. Der obere Teil wird über einen Flansch mit der Glasrohrstrecke verbunden.



Bild 8.15: Ansicht des Druckbehälters

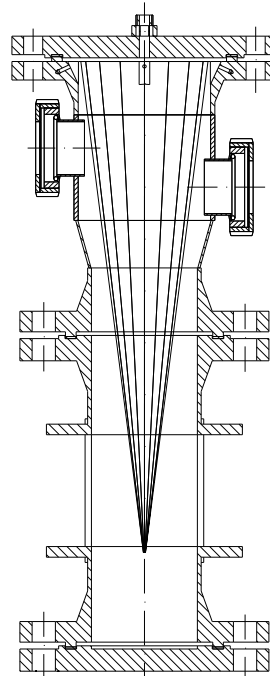


Bild 8.16: Druckbehälter (Schnitt)

Er besteht aus einer Reduzierung und einem Rohr, an das seitlich Sichtglasarmaturen angeschweißt sind. Durch die gegenüberliegenden Sichtgläser wird der obere Teil des Behälters

ausreichend ausgeleuchtet. Der Deckel ist als Blindflansch ausgeführt und daher zu Reinigungszwecken demontierbar. Im Deckel befinden sich eine Bohrung und ein angeschweißter Gewindestutzen für die Befüllvorrichtung. Das Sedimentiergefäß wird in den Behälter gestellt, wobei die Spitze auf einem Teflonsockel steht (nicht dargestellt).

Um den Druckausgleich zwischen den Räumen in- und außerhalb des Sedimentiergefäßes zu ermöglichen, verbleibt oberhalb des Gefäßrandes ein Spalt. Damit der Glaskegel beim Absaugen des Behälters nicht an den oberen Blindflansch gesaugt wird, sind Abstandshalter eingebaut. Wegen der versetzten Anordnung der beiden oberen Sichtgläser kann der Füllstand in einem weiten Bereich abgelesen werden. Der Behälter ist für einen Druck von 16 bar ausgelegt.

Für die Entnahme von Proben aus der Anlage wird an den Gewindestutzen des Deckels die Befüllvorrichtung geschraubt. Diese besteht aus einem T-förmigen Rohr. Ein freies Rohrende wird an die Saugleitung einer Vakuumpumpe angeschlossen, das verbleibende Ende wird über einen Schlauch mit der Entnahmevorrichtung der Anlage verbunden (siehe [Bild 8.17](#)). Zunächst wird die gesamte Apparatur, bestehend aus dem Behälter, der Befüllvorrichtung und den Verbindungsschläuchen, evakuiert, um eine Verunreinigung des Kältemittels mit inerten Gasen zu vermeiden. Anschließend wird das Ventil des Vakuumanchlusses verschlossen und das Ventil an der Entnahmevorrichtung vorsichtig geöffnet, so dass der Verbindungsschlauch mit dem Kältemittel-Öl-System gefüllt wird. Jetzt wird das Einfüllventil geöffnet.

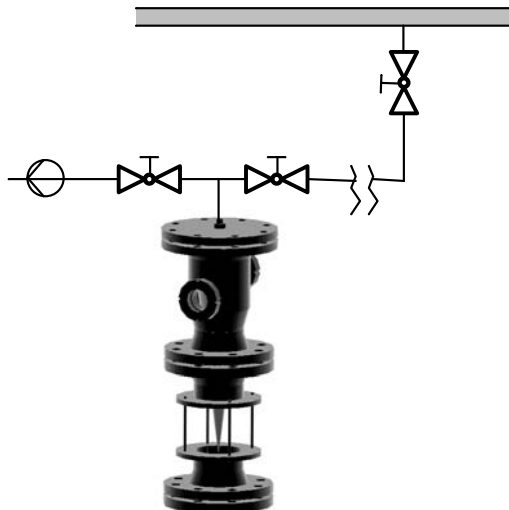


Bild 8.17: Befüllvorrichtung

Bereits beim Befüllen wird die Probe im Sedimentiergefäß beobachtet, um Veränderungen der Farbe und Fließfähigkeit während des Befüllens festzustellen. Wenn zu viel Flüssigkeit bei der Expansion im Schlauch und im Behälter verdampft, kommt es zum Druckausgleich zwischen Entnahmestelle und Behälter, bevor die nötige Flüssigkeitsmenge angesaugt worden ist. In diesem Fall wird mit der Vakuumpumpe in der Apparatur erneut ein Unterdruck aufgebaut. Anschließend wird weiter befüllt. Nach dem Befüllen wird zunächst das Ventil der Entnahmestelle und anschließend das Einfüllventil geschlossen. Das Volumen der sich am Boden des Gefäßes abgesetzten Phase kann abgelesen werden. Anschließend wird über einen Zeitraum von mehreren Stunden die Sedimentation der Öltropfen beobachtet. Kommt die Sedimentation zum Erliegen, wird die Flüssigkeit durch Druckabsenkung verdampft und das Gas in die Versuchsanlage zurück oder in die Abluft befördert.

Bei der Verdampfung reichert sich das Öl in der im Gefäß verbleibenden Flüssigkeit an. Wenn das Kältemittel vollständig verdampft ist, wird die Menge des im Gefäß verbliebenen Öls erneut an der Skala abgelesen. Es werden mehrere Proben aus der Kälteanlage untersucht. Zu den Entnahmestellen gehört unter anderem die Ablassvorrichtung am Boden des Fallrohres. Die Entnahme erfolgt bei Stillstand, kurz nachdem die Anlage nach mehrstündigem Betrieb

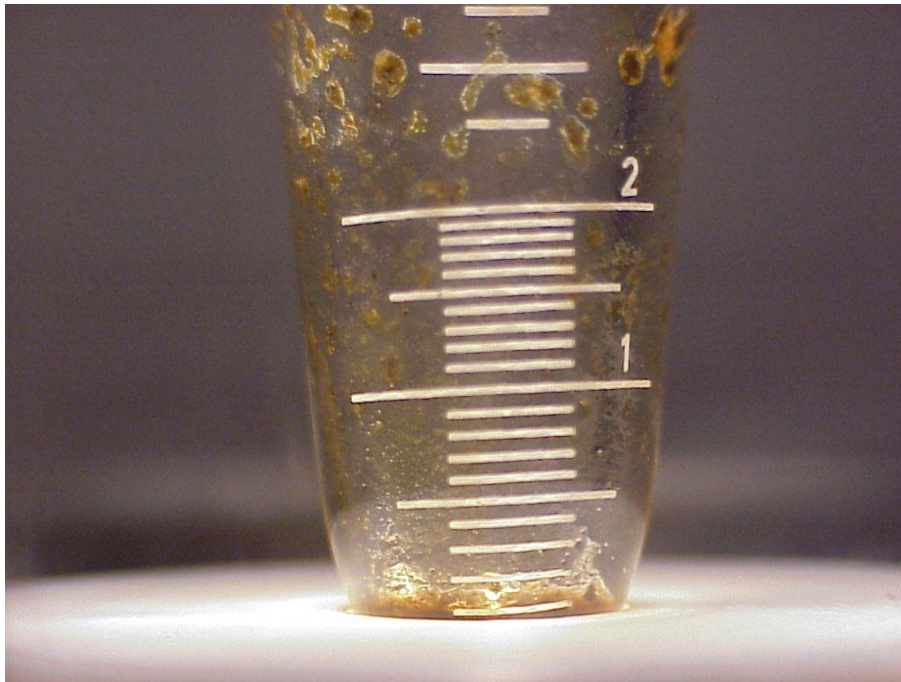
abgeschaltet wird. Beim Einfüllen fließen zunächst Kältemittel und Öl getrennt in das Gefäß. In der Spitze des Sedimentiergefäßes bildet sich rasch eine Phase aus stark verunreinigtem Öl. Nach kurzer Zeit tritt nur noch klare Flüssigkeit mit einzelnen Verunreinigungen ein. Es wird ein Flüssigkeitsvolumen von 500 ml entnommen. Eine Sedimentation von Öltropfen ist nicht feststellbar. Vor der Verdampfung der Flüssigkeit befindet sich am Boden des Gefäßes eine Ölmenge von 1,0 ml. Nach der Verdampfung beträgt die Ölmenge 2,0 ml. Die zweite Probe wird bei laufendem Betrieb dem Verflüssigungsteil der Anlage entnommen. Die Entnahmestelle befindet sich in der Flüssigkeitsleitung ca. 300 mm vor Eintritt in den Zwischenwärmeübertrager. Die eintretende Flüssigkeit ist homogen mit einzelnen Verunreinigungen. Das Volumen der Probe beträgt 700 ml. Die Verunreinigungen sind in Bild 8.18 dargestellt.



Bild 8.18: Probe aus dem Verflüssigungsteil

Im Bild ist auf dem Teflonsockel ein Ammoniakfilm zu erkennen. Diese Flüssigkeit ist offenbar über den oberen Rand des Gefäßes in den Außenraum gespritzt. Am Boden des Gefäßes befindet sich keine zusammenhängende Ölphase. Eine Sedimentation ist nicht zu beobachten. Nach der Verdampfung beträgt das Volumen der Ölphase weniger als 0,1 ml. Die Verunreinigungen schlagen sich an der Gefäßwand nieder (Bild 8.19). Eine weitere Probe wird dem Verdampfersumpf entnommen. Die Entnahme wird bei überfluteter Verdampfung vorgenommen. Die Beobachtungen der Verunreinigungen entsprechen denen des zweiten Versuches. Insgesamt werden 800 ml entnommen. Das Ölvolumen nach der Verdampfung beträgt 2 ml.

Bei den ersten drei Versuchen wird ein ca. 3 m langer Schlauch als Verbindung zwischen Entnahmestelle und Druckbehälter verwendet. Um einen verfälschenden Einfluss des Zulaufschlauches auf die Zusammensetzung des Gemisches im Gefäß auszuschließen, wird der dritte Versuch mit einem ca. 0,3 m langen, halbdurchsichtigen Schlauch wiederholt. Beim Einfüllen des Kältemittel–Öl–Gemisches tritt ein hochviskoser Ölpfropfen in den Schlauch ein und verbleibt dort. Es ist anzunehmen, dass der Ölpfropfen bereits seit längerer Zeit in dem Ablassstutzen vorhanden war. Da sofort klare Flüssigkeit nachläuft, ist dieser Pfropfen kein Indiz für eine Entmischung im Verdampfersumpf. Das Gefäß wird mit 800 ml Flüssigkeit gefüllt. Nach der Verdampfung verbleiben etwa 0,1 ml Öl im Gefäß.



**Bild 8.19:** Verunreinigungen des Kältemittels

Aus den Verdampfungsuntersuchungen wird Ölkonzentration  $w$  an den einzelnen Punkten des Kältekreislaufs wie folgt abgeschätzt:

$$w = \frac{(V - V_0) \rho_{\text{Öl}}}{V_{\text{mix}} \rho_{\text{KM}}} \quad (8.27)$$

$V_0$  ist das Ölvolumen, das sich nach der Sedimentation am Boden des Messgefäßes als zusammenhängende Phase befindet.  $V$  ist das nach der Verdampfung im Messgefäß verbleibende Flüssigkeitsvolumen. In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse zusammengefasst. Die mit „\*“ gekennzeichnete Messung im Verdampfersumpf stellt eine Wiederholungsmessung der Ölkonzentration in diesem Anlagenabschnitt dar.

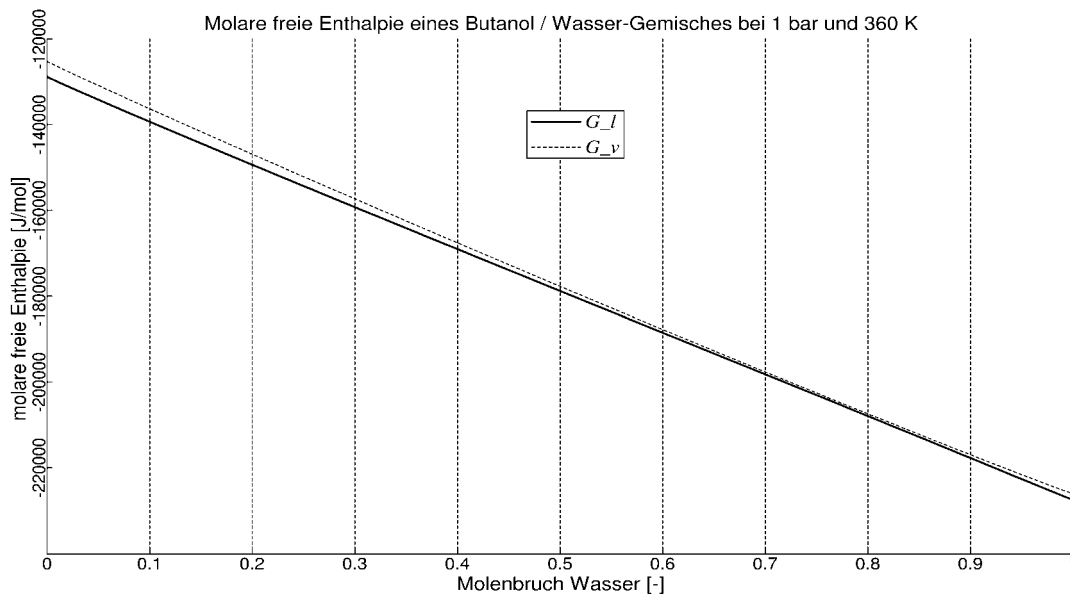
Ort	bei Betrieb	$V_0$ [ml]	$V$ [ml]	$V_{\text{mix}}$ [ml]	$w$ [%]
Fallrohr	Nein	1,0	2,0	500	0,27
Vor Expansionsventil	Ja	0	0,1	700	0,02
Verdampfersumpf	Ja	0	2,0	800	0,34
Verdampfersumpf*	Ja	0	0,1	800	0,02

### 8.11 Theoretische Bestimmung der Mischungslücke des $\text{NH}_3$ -Öl-Gemisches

Die Bestimmung des Ölgehaltes, wie in [Kapitel 8.10](#) beschrieben, bringt leider keinen Aufschluss über das Löslichkeitsverhalten des Mineralöles im  $\text{NH}_3$ . Zum einen liegt die Löslichkeit bei nur einigen zehntel Promille, was bei einer Füllmenge des beschriebenen Druckbehälters von maximal 1 l schwer zu messen ist. Zum anderen kann der Versuch nur bei Umgebungsdruck von 1 bar durchgeführt werden. Dies bedeutet, dass das Ammoniak eine Temperatur von  $-33\text{ °C}$  hat und dadurch das Öl beim Eintritt in das flüssige Ammoniak sofort sehr viskos wird und sich dadurch schwerer lösen lässt. Aufschluss über die Mischungslücke, die sich in einem  $\text{NH}_3$ -Öl-Gemisch ergibt, soll eine theoretische Untersuchung mit der Simulationssoftware Aspen Plus<sup>®</sup> bringen.

### 8.11.1 Grundlagen

Binäre Systeme aus flüssigen Komponenten bilden unter bestimmten Voraussetzungen zwei koexistierende flüssige Phasen aus. Dieses Phasenverhalten lässt sich vorhersagen, wenn die freie Enthalpie  $G$  des binären Systems bekannt ist, denn jedes System strebt seinem Gleichgewichtszustand und damit der Minimierung der freien Enthalpie zu.  $G$  ist abhängig von den beteiligten Komponenten, deren Konzentrationen und der Temperatur. Der Druckeinfluss ist nur bei hohen Drücken zu beachten. In [Bild 8.20](#) ist die freie molare Enthalpie am Beispiel des Systems n-Butanol/Wasser bei 1 bar und 360 K dargestellt.



[Bild 8.20](#): Molare freie Enthalpie eines binären Gemisches

Die durchgezogene Linie repräsentiert darin die flüssige, die gestrichelte Linie die gasförmige Phase. Man erkennt sofort, dass bei allen Zusammensetzungen die molare freie Enthalpie des flüssigen Gemisches  $G_l$  niedriger als die molare freie Enthalpie des gasförmigen Gemisches  $G_v$  ist. Ein Gemisch aus Wasser und n-Butanol liegt demnach bei 1 bar und 360 K stets im flüssigen Zustand vor.

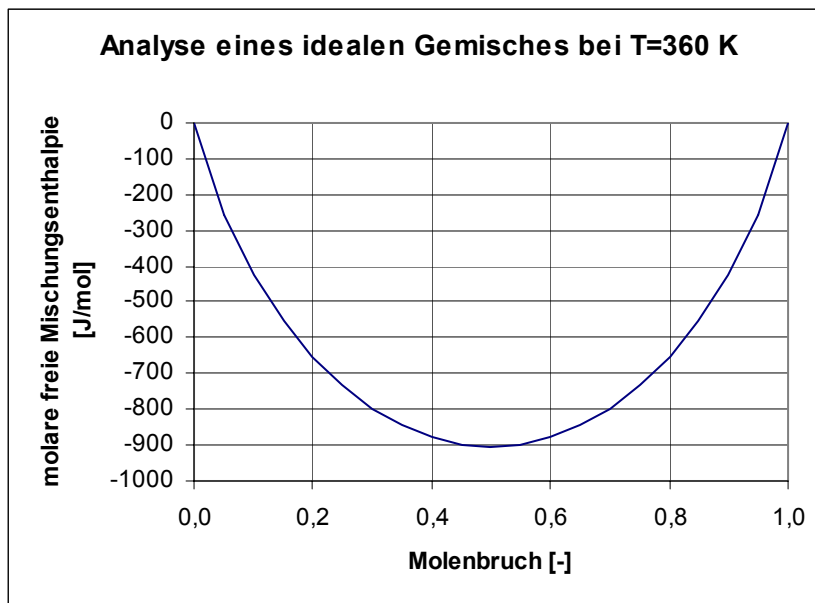
Für die Beurteilung des Mischungsverhaltens des Systems ist zwar grundsätzlich ebenfalls der absolute Wert der molaren freien Enthalpie zu betrachten. Eine übersichtlichere Darstellung ergibt sich jedoch aus der Differenz zwischen dem absoluten Wert und der Summe der chemischen Potentiale der beiden reinen Komponenten. Diese Differenz wird als molare freie Mischungsenthalpie  $\Delta G$  bezeichnet:

$$\Delta G = G - \sum_k \mu_{0k} x_k. \quad (8.28)$$

Die freie Mischungsenthalpie lässt sich in zwei Anteile zerlegen, von denen einer die Nichtumkehrbarkeit des Mischvorgangs bei idealen Gemischen und der andere die Abweichung des realen vom idealen Gemisch darstellt:

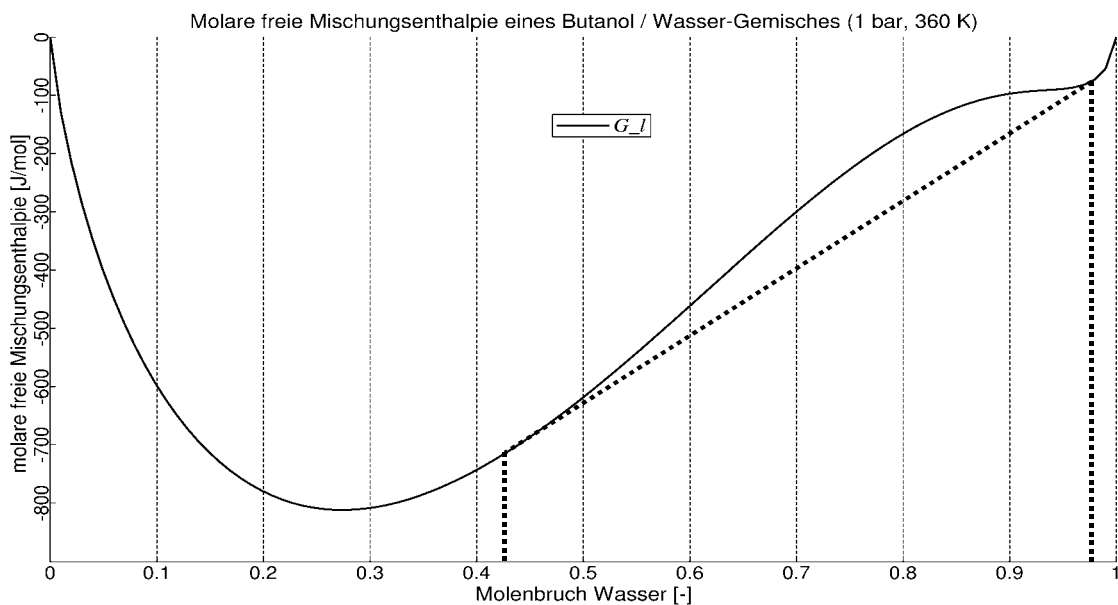
$$\Delta G = R_m T \sum_k x_k \ln x_k + G^E \quad (8.29)$$

Der erste Term in Gl. (8.29) ist nur von der Temperatur abhängig. Für ein binäres Gemisch ergibt sich bei  $T = 360$  K für diesen Term der in [Bild 8.21](#) beschriebene Verlauf. Der zweite Term  $G^E$  in Gl. (8.29) ist abhängig von den beteiligten Komponenten.



**Bild 8.21:** Molare freie Mischungsenthalpie eines idealen binären Gemisches

Fügt man reinem n-Butanol ( $x_1 = 0$ ) nach und nach Wasser ( $x_1 = 1$ ) zu, ergeben sich stets negative Werte der molaren freien Mischungsenthalpie, wie in [Bild 8.22](#) am Beispiel Butanol/Wasser zu sehen ist. Entscheidend für die Beurteilung des Phasenverhaltens im Gleichgewichtszustand ist allerdings nicht nur das Vorzeichen von  $\Delta G$ . Das negative Vorzeichen besagt nur, dass die reinen Komponenten grundsätzlich mischbar sind, jedoch nicht, in welchem Maße und welches Gleichgewicht sich einstellen wird.



**Bild 8.22:** Molare freie Mischungsenthalpie eines Systems aus zwei flüssigen Komponenten

Damit das System nicht in zwei Phasen zerfällt, muss die freie Enthalpie  $G$  -und damit auch die freie Mischungsenthalpie  $\Delta G$ - bei jeder Zusammensetzung  $x_1$  auch kleiner als bei einer beliebigen Kombination aus anderen Mischungszuständen  $x_1'$  und  $x_1''$  sein, denn man kann die Stoffmenge  $n$  der Zusammensetzung  $x_1$  auch durch eine Mischung aus zwei Flüssigkeiten der

Zusammensetzungen  $x_1'$  und  $x_1''$  mit den Stoffmengen  $n'$  und  $n''$  erzeugen. Wenn kein Stoffaustausch zwischen den beiden Flüssigkeiten stattfindet, ergibt sich die freie Enthalpie des Systems als Summe der beiden freien Enthalpien,

$$G = \frac{1}{n}(n'G' + n''G''), \quad (8.30)$$

und mit

$$x_1 - x_1' = \frac{n''}{n}(x_1'' - x_1') \quad \text{und} \quad n = n' + n''$$

ergibt sich nach wenigen Umformungen

$$G = G' + \frac{G'' - G'}{x_1'' - x_1'}(x_1 - x_1'). \quad (8.31)$$

Die freie Enthalpie  $G$  eines Systems aus zwei binären flüssigen Phasen der beliebigen Zusammensetzungen  $x_1'$  und  $x_1''$  ist demnach ein in Abhängigkeit von der Zusammensetzung des Gesamtsystems  $x_1$  gewichteter Mittelwert der beiden freien Enthalpien  $G'$  und  $G''$ . Im  $G$ - $x$ -Diagramm kann man  $G$  ablesen, indem man die beiden Punkte  $(x_1', G')$  und  $(x_1'', G'')$  durch eine Gerade verbindet.  $G$  ist dann der Ordinatenwert dieser Geraden an der Stelle  $x_1$ .

Eine Vermischung der beiden Flüssigkeiten im Gleichgewichtszustand ist dann zu erwarten, wenn die freie Enthalpie des resultierenden Gemisches geringer ist als der oben berechnete Wert. Es muss also gelten:

$$G < G' + \frac{G'' - G'}{x_1'' - x_1'}(x_1 - x_1'). \quad (8.32)$$

Die Ableitung dieses Ausdrucks ergibt

$$\frac{\partial G}{\partial x_1} < \frac{G'' - G'}{x_1'' - x_1'}. \quad (8.33)$$

Die Steigung der Tangente von  $G(x_1)$  muss demnach in  $x_1'$  kleiner sein als die Steigung der Sehnen durch beliebige Punkte  $(x_1'', G'')$ . Für ein metastabiles Gleichgewicht muss Gl. (8.32) lediglich in der unmittelbaren Umgebung der betrachteten Zusammensetzungen gelten, also für  $x_1'' = x_1' + dx_1$ . Es muss also gelten:

$$\frac{\partial G}{\partial x_1} < \frac{G(x_1' + dx_1) - G(x_1')}{dx_1}. \quad (8.34)$$

Der Ausdruck  $G(x_1' + dx_1)$  kann mit einer Taylor-Reihe wie folgt entwickelt werden:

$$G(x_1' + dx_1) = G(x_1') + \frac{\partial G}{\partial x_1} dx_1 + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 G}{\partial x_1^2} dx_1^2 + \dots \quad (8.35)$$

Damit fallen  $G(x_1')$  und die Differentiale erster Ordnung heraus, und es ergibt sich als Bedingung für ein metastabiles Gleichgewicht eines Gemisches der Zusammensetzung  $x_1$ :

$$\frac{\partial^2 G}{\partial x_1^2} > 0. \quad (8.36)$$

Diese Gleichung bedeutet, dass die zweite Ableitung der freien Enthalpie positiv sein muss, so dass die Kurve  $G(x_1)$  des Gesamtsystems bezüglich der  $x$ -Achse konvex verläuft. Durch Einsetzen von Gl. (8.36) in Gl. (8.28) wird ersichtlich, dass diese Bedingung ebenso für die freie Mischungsenthalpie gilt, da die chemischen Potentiale der Reinstoffe  $\mu_{0k}$ , nicht vom Molenbruch  $x_k$  abhängen. Dies ist für eine erste Beurteilung des Phasenverhaltens von Vorteil, da die zweite



Ableitung der freien Mischungsenthalpie deutlich besser abzuschätzen ist. In Bild 8.22 erkennt man, dass die Bedingung der Gl. (8.36) für Molenbrüche des Wassers  $0,6 \leq x_1 \leq 0,94$  nicht zutrifft. Die Kurve verläuft in diesem Bereich konkav. Das System ist dort instabil. Es zerfällt bereits bei kleinen Störungen in zwei Phasen der Zusammensetzungen  $x_1' = 0,6$  und  $x_1'' = 0,94$ . Für diese Zusammensetzungen gilt dann zwar die Bedingung für metastabiles Gleichgewicht nach Gl. (8.36), allerdings nicht für stabiles Gleichgewicht nach Gl. (8.32). Wenn man einem metastabilen binären System der Zusammensetzung  $x_1' = 0,6$  eine zweite flüssige Phase der gleichen Menge mit reinem Wasser ( $x_1'' = 1$ ) hinzufügt, wird ein Transport des n-Butanols in die wässrige Phase nur bis zu einem Molenbruch  $x_1'' = 0,98$  stattfinden. Ein weiterer Stofftransport ist ausgeschlossen, da die freie Enthalpie des Gemisches für  $0,43 < x_1 < 0,98$  größer als die freie Enthalpie eines Systems aus zwei getrennten Phasen der Zusammensetzungen  $x_1' = 0,6$  und  $x_1'' = 0,98$  ist. Graphisch lässt sich dieser Bereich durch das Anlegen einer Geraden an die  $\Delta G(x_1)$ -Kurve von unten darstellen. Wenn es zwischen Geraden und der Kurve zwei Berührungspunkte gibt, stellt das Gebiet dazwischen die so genannte Mischungslücke dar. Die Gerade und die Mischungslücke sind in Bild 8.22 gestrichelt dargestellt.

Zur Vorhersage des Phasenverhaltens eines binären Flüssigkeitssystems ist die Kenntnis der freien Enthalpie in Abhängigkeit von der Zusammensetzung notwendig. Da für  $G(x_1)$  nicht immer experimentelle Daten vorliegen, wurden Verfahren entwickelt, die freie Enthalpie aus bekannten Daten abzuleiten. Für Gemische aus den Komponenten  $k = 1, \dots, n$  werden zu diesem Zweck Aktivitätskoeffizienten  $\gamma$  definiert:

$$G = \sum_k \mu_k^{\text{id}} x_k + R_m T \sum_k x_k \ln \gamma_k. \quad (8.37)$$

In dieser Gleichung steht  $\mu_k^{\text{id}}$  für das chemische Potential der realen Komponente  $k$  in einem idealen Gemisch. Der zweite Summand wird auch als freie Exzess-Enthalpie oder Realteil der freien Enthalpie  $G^E$  bezeichnet, s.a. Gl. (8.29). Durch  $G^E$  wird die Abweichung der freien Enthalpie des realen Gemisches von derjenigen des idealen Gemisches bezeichnet.

Für das Berechnen der Aktivitätskoeffizienten stehen verschiedene Berechnungsverfahren zur Verfügung. In der Simulationssoftware Aspen Plus<sup>®</sup> sind viele dieser Verfahren implementiert, so dass mit Hilfe dieser Software Phasengleichgewichte berechnet werden können. Im Folgenden werden die für eine Berechnung notwendigen Eingaben dargestellt.

### 8.11.2 Berechnung mit Aspen Plus<sup>®</sup>

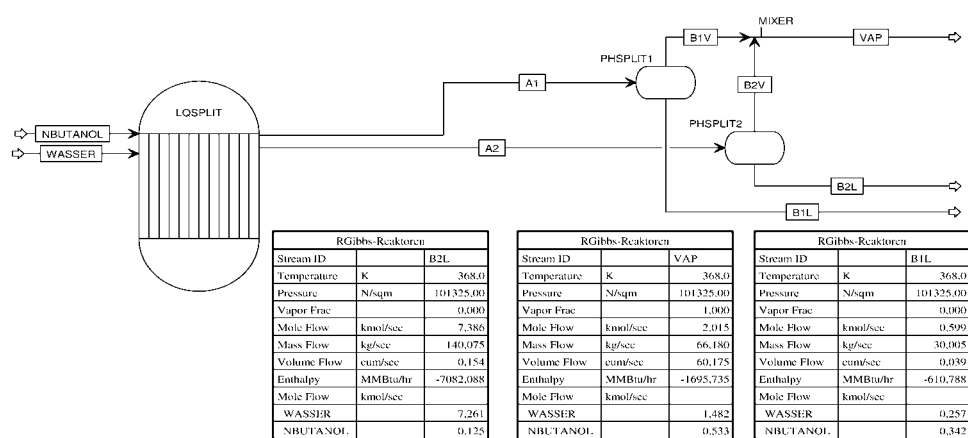
Für eine Untersuchung des Phasenverhaltens eines Systems aus zwei Komponenten mit Aspen Plus<sup>®</sup> gibt es zwei Vorgehensweisen: Die Durchführung einer Binäranalyse (Property Analysis) oder das Erstellen einer Prozesssimulation (Flowsheet).

Für die Binäranalyse werden die beteiligten Komponenten, die Berechnungsverfahren und die zu analysierenden Stoffeigenschaften gewählt. Da das Kältemaschinenöl in der Stoffdatenbank nicht enthalten ist, müssen weiterhin Angaben zur Molekülstruktur gemacht werden (siehe Kap. 8.11.3). Ein Berechnungsverfahren wird mit den entsprechenden angepassten Parametern der intermolekularen Wechselwirkungen ausgewählt (z.B. UNIFAC). Für Flüssig-Flüssig-Gleichgewichte empfiehlt es sich, UNIFAC als Berechnungsverfahren zu wählen. Über eine interaktive Hilfefunktion erhält man für einige Stoffpaarungen bereits Schätzwerte für die Mischungslücke. Weiterhin müssen zur Berechnung Temperatur, Druck und das Verhältnis der Stoffströme angegeben werden. Das Ergebnis der Berechnung kann tabellarisch oder graphisch ausgegeben werden.

Existiert eine Mischungslücke wird die freie Mischungsenthalpie auch dann berechnet, wenn sich aus den Werten ergibt, dass Phasentrennung stattfinden würde. Auf diese Weise werden die Graphiken in Bild 8.20 und Bild 8.22 erstellt (Bild 8.22 mit eingezeichneter Mischungslücke).

Die exakten Werte der Mischungslücke können in der von Aspen erstellten Tabelle abgelesen werden.

Die Berechnung der Mischungslücke kann auch durch eine Prozesssimulation mit Hilfe des RGIBBS-Reaktormodells berechnet werden. In Aspen Plus® wird hierzu als Vorlage ein sog. „Flowsheet“ gewählt. Auf dem Flowsheet wird ein Reaktor vom Typ RGIBBS platziert und mit jeweils zwei ein- und austretenden Stoffströmen versehen. Die Eintragung der Komponenten und Berechnungsverfahren erfolgt analog zum Vorgehen der oben beschriebenen Binäranalyse. Unter „Streams“ finden sich die vier ein- und austretenden Ströme des Reaktors. Die Temperatur und der Druck werden bei den eintretenden Strömen vorgegeben, ebenso die Zusammensetzungen und Stoffströme. Vereinfacht wird die Eingabe, wenn die eintretenden Stoffströme aus den reinen Komponenten bestehen und die Zusammensetzung des Systems über die beiden Stoffmengenströme definiert wird.



**Bild 8.23:** Prozesssimulation einer flüssig-flüssig-gasförmigen Phasentrennung eines Butanol/-Wasser-Systems bei 1,01325 bar und 368 K

Als Ergebnis der Simulation wird die Zahl der Phasen direkt angezeigt. Weiterhin werden die Stoffmenge der beiden Phasen und deren Zusammensetzung dargestellt.

Im Aspen Flowsheet kann es leider vorkommen, dass eine vorhandene Gasphase in den austretenden Strömen nicht korrekt angezeigt wird. In diesem Fall empfiehlt es sich, die Austrittsströme jeweils mit einem Phasentrenner (Separators) zu verbinden und die Gasströme mit einem Mixer zusammenzufassen. Als Ergebnis erhält man eine Ausgabe wie in [Bild 8.23](#) dargestellt.

### 8.11.3 Modellierung des Kältemaschinenöls

Das verwendete Kältemaschinenöl Reniso® KC68 des Herstellers Fuchs Kältemaschinenöle ist ein naphthenbasisches Selektivraffinat [30]. Für eine vollständige Beurteilung des Mischungsverhaltens des Öl/Ammoniak-Systems muss beachtet werden, dass das Öl selbst ein Gemisch aus zahlreichen Komponenten ist, von denen jede ein anderes Mischungsverhalten mit Ammoniak aufweist. Über die molekulare Zusammensetzung liegen jedoch keine Angaben vor. Eine Simulation des Öls als Gemisch aus unterschiedlichen Kohlenwasserstoffverbindungen ist daher nicht möglich. Im Folgenden wird daher nur eine Komponente des Öls betrachtet, wie sie typischerweise in einem naphthenbasischen Mineralöl vorkommt.

Die Größe des Moleküls dieser typischen Komponente ergibt sich aus dem vom Hersteller angegebenen Molekulargewicht von 400 g/mol [7]. Da naphthenbasierte Kohlenwasserstoffe weitgehend gesättigt sind, kommen auf ein Kohlenstoffatom im Mittel zwei Wasserstoffatome, so dass die Anzahl der C-Atome in etwa  $400/(12+2) \cong 30$  beträgt. Auf den allgemeinen Aufbau des Moleküls kann aus den Angaben zur Viskosität und zum Viskositätsindex (VI) geschlossen werden. Die Viskosität steigt im Allgemeinen mit der Länge der Moleküle. Wegen der hohen Viskosität des Öls (68 mm<sup>2</sup>/s bei 40 °C), ist daher ein langkettiges Molekül zu erwarten. Gegen diese Vermutung spricht allerdings die Angabe des Herstellers, das Öl sei „besonders gut entparaffiniert“. In [39] finden sich Angaben zum Einfluss der Molekülstruktur auf den Viskositätsindex (VI). Demnach sinkt der VI bei konstantem Molekulargewicht mit zunehmender Zahl der gesättigten Kohlenwasserstoffringe. Eine Verbindung der Summenformel C<sub>26</sub>H<sub>48</sub> mit drei C-Ringen und einer C<sub>12</sub>H<sub>25</sub>-Alkylgruppe hat einen VI von 77, bei 4 C-Ringen und einer C<sub>8</sub>H<sub>15</sub>-Alkylgruppe beträgt der VI 18. Laut Herstellerangaben hat das verwendete Öl einen VI von 47. Fasst man diese Informationen zusammen, könnte ein typisches Molekül des Öls den in Bild 8.24 dargestellten Aufbau haben.

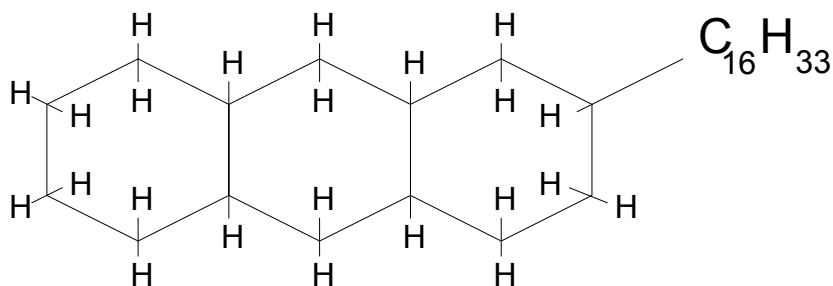


Bild 8.24: Vermutete Struktur des Ölmoleküls

Die drei gesättigten Kohlenwasserstoffringe enthalten jeweils 6 C-Atome, wobei sich zwei benachbarte Ringe zwei Atome teilen. Die Summenformel lautet C<sub>30</sub>H<sub>56</sub>.

Folgende Eingaben sind notwendig, um die Eigenschaften dieses Stoffs mit Aspen Plus<sup>®</sup> zu berechnen:

- Summenformel „C30H56“
- bekannte Stoffeigenschaften des Öls: Molekulargewicht von 416,778 g/mol
- Molekülaufbau, Wasserstoffatome werden ignoriert:
- Gruppenbeitragsmethode implementieren, z.B. UNIFAC

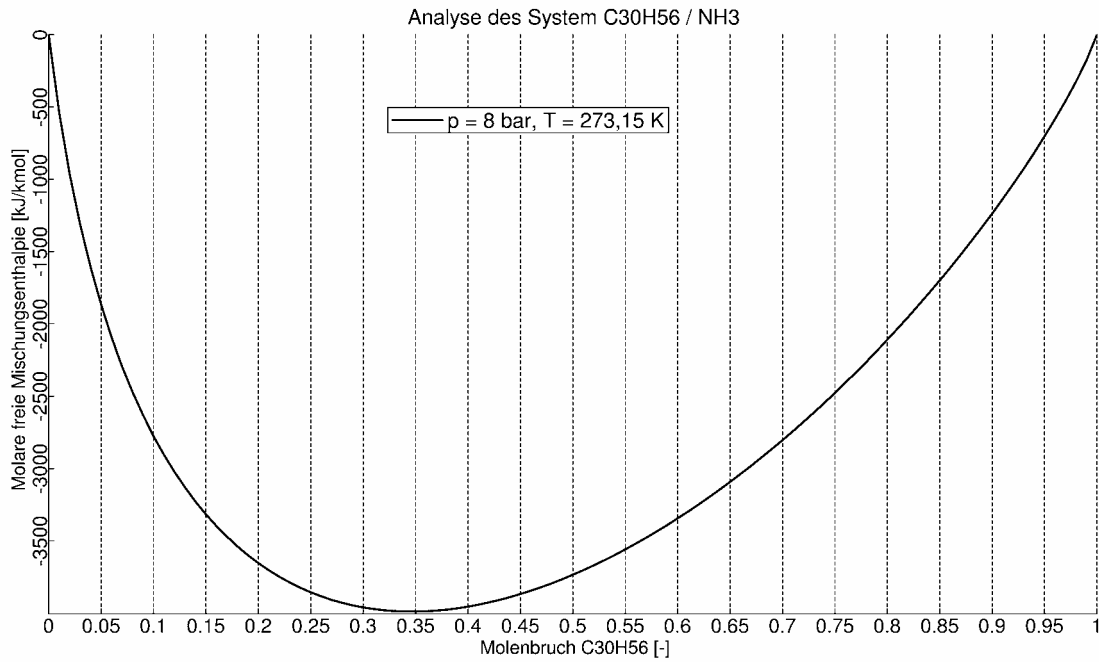
Die Analyse des binären Systems kann dann -wie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben- begonnen werden. Zur Kontrolle, ob die von Aspen Plus<sup>®</sup> berechneten Stoffdaten mit den Angaben des Herstellers übereinstimmen, können weitere Stoffdaten eingefügt werden, beispielsweise die Dichte.

Wird die Analyse wie beschrieben durchgeführt, ergibt sich das in Bild 8.25 dargestellte Ergebnis für die freie Mischungsenthalpie des Gemisches aus Ammoniak und C<sub>30</sub>H<sub>56</sub>.

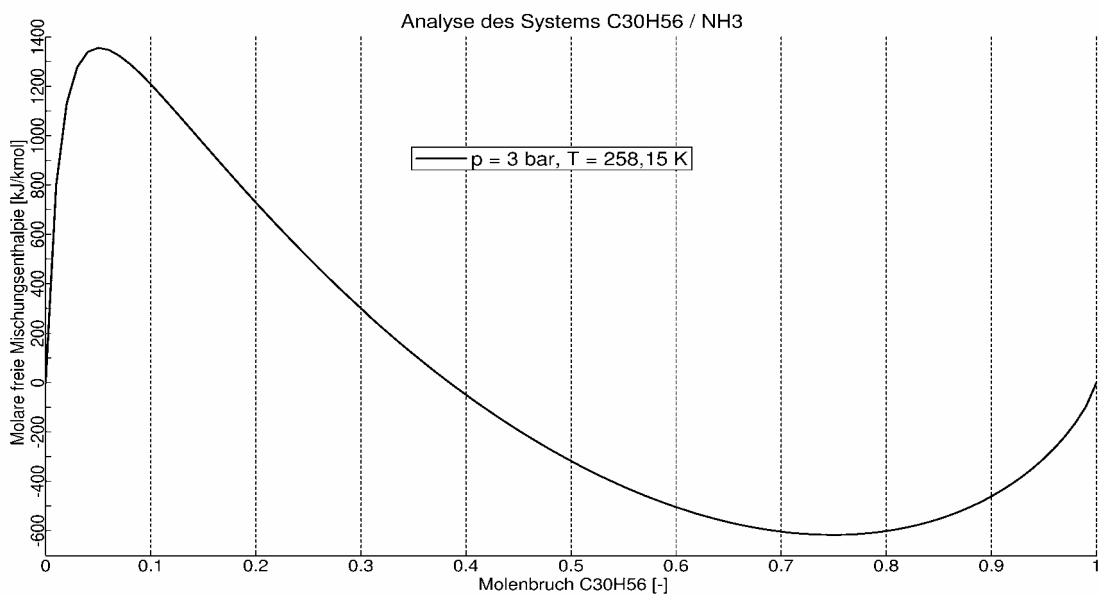
Wie aus der Grafik leicht ersichtlich ist, ergibt die Berechnung die komplette Mischbarkeit von Ammoniak und dem naphthenbasierten Kohlenwasserstoff C<sub>30</sub>H<sub>56</sub>. Dieses Verhalten wird von den durchgeführten Versuchen nicht bestätigt. In den Experimenten wurde eine sehr geringe Löslichkeit des Öls in Ammoniak festgestellt.

Das Ergebnis ist stark abhängig vom verwendeten Berechnungsverfahren. Das Ergebnis in Bild 8.25 wurde mit dem Universal Functional-Group Activity Coefficient (UNIFAC)-Verfahren berechnet. Mit den Verfahren UNIQUAC und NRTL erhält man ähnliche Ergebnisse. Ein vollständig anderes Bild ergibt sich nach Anwendung des Verfahrens nach Redlich-Kwong-Aspen, eine Erweiterung des Redlich-Kwong-Soave-Modells. Das Ergebnis ist in Bild 8.26

dargestellt. Es zeigt eine große Mischungslücke. Die Analyse ergibt eine maximale Löslichkeit des Öls von  $10^{-23}$  %.



**Bild 8.25:** Molare freie Mischungsenthalpie eines Öl/Ammoniak-Systems, berechnet mit UNIFAC



**Bild 8.26:** Molare freie Mischungsenthalpie eines Öl/Ammoniak-Systems, berechnet mit RK-Aspen

Analog dazu wird das Ergebnis dieser Berechnung im Bild 8.27 als  $T$ - $x$ -Diagramm dargestellt. Die Mischungslücke der flüssigen Phase zwischen  $10^{-23}$  und 63 % ist durch die waagerechte Linie der Siedelinse zu erkennen. Zwar liegt die berechnete maximale Löslichkeit des Öls im  $\text{NH}_3$  mit  $10^{-23}$  % weit unter der nach den experimentellen Untersuchungen in Kapitel 8.10, jedoch gibt RK-Aspen als einziges Berechnungsverfahren eine Mischungslücke für  $\text{NH}_3$ -Mineralöl an. Leider kann die Auflösung im Bereich  $< 0,1$  % nicht genauer durchgeführt werden, so dass die Löslichkeitsgrenze im zehntel Promillebereich anzusiedeln ist. Aufgrund dieser sehr kleinen Löslichkeit ist davon auszugehen, dass das gelöste Öl keinen Einfluss auf die Stoffeigenschaften und somit auf den Wärmeübergang des Ammoniaks hat.

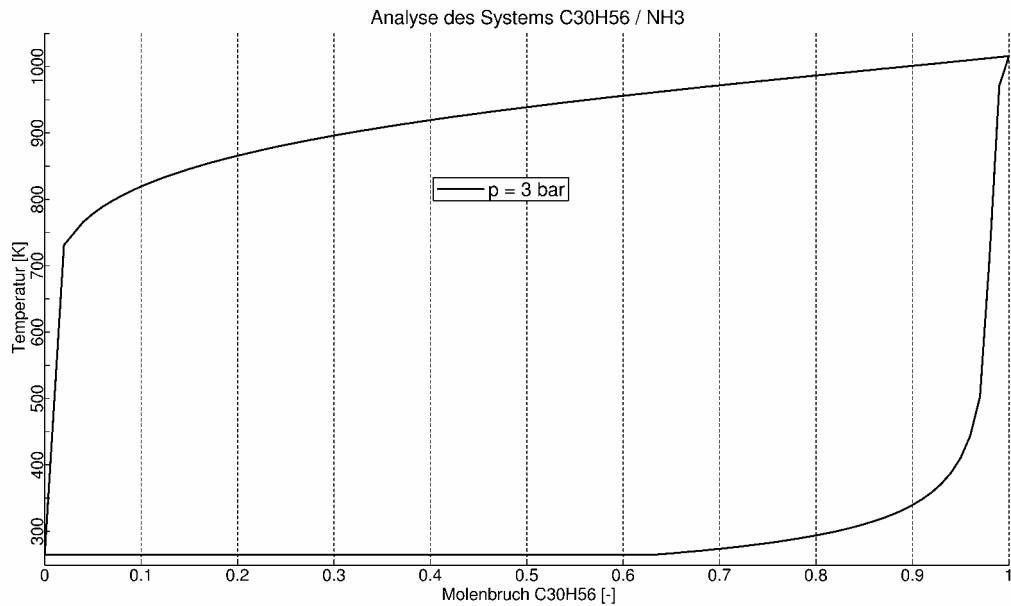


Bild 8.27: Siedediagramm eines Öl / Ammoniak - Systems, berechnet mit RK-Aspen

## 9 Einfluss der Messfehler auf die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

### 9.1 Zufällige Messfehler

Wird eine Messung bei zeitlich konstanten Messgrößen wiederholt, ergeben sich unterschiedliche Messwerte. Dieser Unterschied ist auf physikalische Vorgänge in der Messkette zurückzuführen, die sich messtechnisch nicht erfassen lassen. Die Differenz eines Messwertes  $x_{ai}$  zum Erwartungswert  $\mu$  wird als zufälliger Fehler,  $E_a = x_{ai} - \mu$ , bezeichnet. Der Erwartungswert  $\mu$  ist dabei der aus unendlich vielen Messungen gewonnene Mittelwert

$$\mu = \lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n \frac{x_{ai}}{n} . \quad (9.1)$$

Die Größe und das Vorzeichen des zufälligen Fehlers sind nicht vorhersagbar. Seine Schwankungen gehorchen jedoch statistischen Gesetzen. Die Verteilungsfunktion  $P(x)$  gibt die Wahrscheinlichkeit an, dass ein Messwert  $x_i$  kleiner oder gleich  $x$  ist. Die Verteilungsfunktion ist das Integral der Verteilungsdichte

$$P(x) = \int_0^x h(x) dx \quad (9.2)$$

Im Regelfall interessiert nicht die Verteilung der Messwerte in einem bestimmten Intervall, sondern nur derjenige Fehler  $u(x)$ , der mit einer Wahrscheinlichkeit  $P^*$  nicht über- oder unterschritten wird. Für diesen gilt

$$P(\mu + u(x)) - P(\mu - u(x)) = P^* \quad (9.3)$$

$P^*$  wird auch als statistische Sicherheit bezeichnet. Ein Wertepaar  $(P^*, u(x))$  ist bei allen Messgeräten anzugeben. Wenn die Abweichung des Messergebnisses, das aus mehreren Messwerten berechnet wird, bestimmt werden soll, muss für jedes Messgerät und jedes andere Glied der Messkette die Messunsicherheit  $u$  auf die gleiche Sicherheit  $P^*$  bezogen werden. Die zu Grunde liegende Verteilungsdichtefunktion muss daher immer dann bekannt sein, wenn eine Umrechnung auf eine andere statistische Sicherheit vorgenommen werden muss. Unter den vielen möglichen Verteilungsdichtefunktionen nimmt die Normal- oder Gaußverteilung eine besondere Stellung ein, da eine Verteilung, die von vielen dem Zufall unterworfenen Prozessen beeinflusst wird, gegen diese Funktion strebt [58]. Die Normalverteilungsdichte lautet

$$h(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (9.4)$$

mit  $\sigma$  als Standardabweichung. Wird die Verteilungsdichte der Messwerte durch diese Funktion beschrieben, beträgt die Wahrscheinlichkeit, dass ein Messwert  $x_i$  beispielsweise innerhalb des Intervalls  $\mu - \sigma < x_i < \mu + \sigma$  liegt, 68 %. Die einer statistischen Sicherheit zugeordnete Abweichung vom Erwartungswert wird als Fehlerschranke bezeichnet. Die einfachste Verteilungsdichtefunktion ergibt sich für den Fall, dass die Messwerte mit der Wahrscheinlichkeit  $P^*$  innerhalb der Fehlerschranken liegen und dort gleichmäßig verteilt sind. Die Funktion  $h(x)$  ist dann nur im Intervall  $\mu - u \leq x_i \leq \mu + u$  definiert und lautet:

$$h(x) = \frac{P^*}{2u} \quad (9.5)$$

Durch Integration ergibt sich die dazugehörige Verteilungsfunktion

$$P(x) = \begin{cases} 1 - P^* & x < \mu - u \\ \frac{(2P^* - 1)(x - \mu + u)}{2u} + 1 - P^* & \mu - u \leq x \leq \mu + u \\ P^* & x > \mu + u \end{cases} \quad (9.6)$$

Die für  $P^*$  angegebene Fehlerschranke sei mit  $u_{P^*}$  bezeichnet. Die Fehlerschranke ist dann allgemein wie folgt von der statistischen Sicherheit abhängig:

$$u = \mu + u_{P^*} \frac{2P - 1}{2P^* - 1}. \quad (9.7)$$

Ist beispielsweise bei einer Spannungsmessung für eine statistische Sicherheit von 99 % eine Fehlerschranke von  $u_{99} = 1$  V angegeben, beträgt diese bei einer Sicherheit von 95 %  $u_{95} = 0,92$  V, und der Vertrauensbereich hat die Grenzen  $\mu - 0,92$  V und  $\mu + 0,92$  V. Bei einer normalverteilten Streuung der Messwerte beträgt die Fehlerschranke für eine statistische Sicherheit von 99 %  $u_{99} = 2,58 \sigma$ . Durch eine Verringerung der statistischen Sicherheit auf 95% würde die Fehlerschranke auf  $u_{95} = 1,95 \sigma$  sinken. Die Verringerung der Fehlerschranke bei Annahme einer gleichmäßigen Verteilung innerhalb der Fehlerschranken ist geringer und bei Messgeräten mit unbekannter Verteilungsdichtefunktion wird eine etwas zu große Fehlerschranke berechnet, d.h. die Messung wird "schlechtgerechnet".

Zur Verringerung der Unsicherheit des zufälligen Fehlers der Einzelmessung werden  $n$  Messungen gemittelt. Das Ergebnis, der Mittelwert  $\bar{x}$ , ist dann noch immer eine Zufallsgröße, da der Erwartungswert  $\mu$  nur für eine unendlich große Zahl an gemittelten Messwerten erreicht wird.  $\mu$  hat so aber eine kleinere Unsicherheit als eine Einzelmessung. Die Mittelwerte sind normalverteilt. Ihr Erwartungswert ist mit dem Erwartungswert der Einzelmessung identisch, und für die Unsicherheit des zufälligen Fehlers  $u(\bar{x})$  gilt die folgende Beziehung:

$$u(\bar{x}) = \frac{u}{\sqrt{n}} \quad (9.8)$$

Im folgenden Abschnitt wird bei allen Messwerten davon ausgegangen, dass sie das Ergebnis einer Mittelung sind. Es wird auf die Kennzeichnung der Mittelung verzichtet.

## 9.2 Fehlerfortpflanzung

Der Wärmeübergangskoeffizient wird nicht direkt, sondern über eine Messkette bestimmt. Deshalb muss in der Messkette die Fehlerfortpflanzung der einzelnen Glieder und wie sie sich in der Gesamtheit auf das Ergebnis auswirken untersucht werden. Die Abweichung des Messergebnisses  $y$ , das aus  $n$  Messwerten mit der allgemeinen Formel  $y = f(x_1, \dots, x_n)$  berechnet wird, ist nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz die Wurzel der Quadratsumme der einzelnen Messfehler  $u(x_i)$ , jeweils multipliziert mit der partiellen Ableitung der Berechnungsfunktion an der Stelle  $x_i$  [58]:

$$u(y) = \sqrt{\sum_i \left( \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)_{x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (9.9)$$

Die partiellen Ableitungen  $\partial f_i / \partial x_i$  der zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten verwendeten Funktionen sind größtenteils analytisch lösbar. Allerdings nimmt der Umfang von (9.9) mit der Zahl  $n$  abhängiger Variablen schnell zu. Das Berechnungsverfahren für die Fehlerfortpflanzung wird in das bestehende Berechnungsprogramm integriert. Der Programmieraufwand für die analytische Berechnung der Abweichung würde daher denjenigen

für die Berechnung des Messergebnisses deutlich übersteigen. Mit steigendem Programmieraufwand steigt wiederum die Wahrscheinlichkeit von Programmfehlern. Ziel ist demnach ein Berechnungsverfahren, das die Fehlerfortpflanzung systematisch berechnet. Eine systematische, numerische Berechnung der Abweichung des Messfehlers ist mit folgender Berechnungsmethode möglich:

$$u(y) = \sqrt{\sum_i \left( \frac{f(x_i + \delta) - f(x_i - \delta)}{2\delta} u(x_i) \right)^2}. \quad (9.10)$$

Die vom Programmieraufwand her einfachste Implementierung der Fehlerfortpflanzungsrechnung mit dem in (9.10) genannten Verfahren ist die Zusammenfassung aller Rechenschritte in einer Gesamtfunktion  $f_G$ , die von allen  $n$  Messwerten abhängig ist und als Formalparameter diese Werte übernimmt:

$$e = f_G(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (9.11)$$

In einer zu programmierenden Fehlerberechnungsroutine muss  $f_G$  nach folgendem Schema  $2n$ -mal aufgerufen werden:

einfache Fehlerberechnungsfunktion	
Formalparameter: $x_1, \dots, x_n, u(x_1), \dots, u(x_n)$	
$R \leftarrow 0$	
	$q_0 \leftarrow f_G(x_1, \dots, x_i + \delta, \dots, x_n)$
Für $i=1 \dots n$	$q_u \leftarrow f_G(x_1, \dots, x_i - \delta, \dots, x_n)$
	$R \leftarrow R + \left( \frac{q_0 - q_u}{2\delta} u(x_i) \right)^2$
$u \leftarrow \sqrt{R}$	
Rückgabe $u$	

Der Nachteil dieser einfachsten Implementierung ist, dass für Zwischenergebnisse keine Unsicherheiten berechnet werden, und daher die Anzahl der Aufrufe mit der Anzahl der zu berechnenden Messergebnisse proportional steigt.

Um die Fehlerfortpflanzung beurteilen zu können, sind neben der Unsicherheit des Gesamtergebnisses auch die Unsicherheiten von Zwischenergebnissen zu betrachten. Diese können als Eingangsgröße direkt in weiterführende Funktionen eingesetzt werden. Damit reduziert sich der Rechenaufwand gegenüber der einfachsten Implementierung, wenn mehrere Endergebnisse aus einem Zwischenergebnis berechnet werden. Allerdings muss bei einer systematischen Berechnung der Unsicherheit für jedes Zwischenergebnis eine separate Funktion programmiert werden. Das Hauptprogramm ruft die Fehlerberechnungsfunktion mit dem Namen der Berechnungsfunktion  $f_i$  und den zur Abarbeitung dieser Berechnungsfunktion notwendigen Parametern auf:

Hauptprogramm	
...	
$e_1 \leftarrow f_1(x_1, \dots, x_m)$	
$u(e_1) \leftarrow$ Fehlerberechnungsfunktion ( $f_1, x_1, \dots, x_m, u(x_1), \dots, u(x_m)$ )	
$e_2 \leftarrow f_2(e_1, x_k, \dots, x_l)$	
$u(e_2) \leftarrow$ Fehlerberechnungsfunktion ( $f_2, e_1, x_k, \dots, x_l, u(e_1), u(x_k), \dots, u(x_l)$ )	
...	

Die Fehlerberechnungsfunktion ruft wiederum die Berechnungsfunktion  $2n$ -mal auf. Bei den Formalparametern wird nicht zwischen Messwerten und Zwischenergebnissen unterschieden.



Fehlerberechnungsfunktion	
Formalparameter: $f, x_1, \dots, x_n, u(x_1), \dots, u(x_n)$	
$R \leftarrow 0$	$q_0 \leftarrow f(x_1, \dots, x_i(1+\nu), \dots, x_n)$
Für $i=1 \dots n$	$q_u \leftarrow f(x_1, \dots, x_i(1-\nu), \dots, x_n)$
	$R \leftarrow R + \left( \frac{q_0 - q_u}{2\nu x_i} u(x_i) \right)^2$
$u \leftarrow \sqrt{R}$	
Rückgabe $u$	

In der bestehenden Programmstruktur werden stets mehrere Berechnungen in einer Programmfunktion zusammengefasst. Bei einer allgemeinen Umstellung auf dieses Berechnungsverfahren müsste das Programm daher vollkommen neu geschrieben werden.

### 9.3 Analytische Berechnungen

Der Aufwand, alle Funktionen  $f_i$  als eigenständige Unterprogramme zu implementieren, lässt sich beträchtlich reduzieren, wenn derartige Funktionen nicht für die Berechnung ausgewählter Zwischenergebnisse  $e_i$ , sondern für die Berechnung der Ergebnisse aller Grundrechenoperationen  $o_i$  erstellt werden. Da die meisten Formeln nur aus den Operationen Addition, Subtraktion, Multiplikation, Division und Exponentiation zusammengesetzt sind, sind insgesamt nur wenige Funktionen erforderlich, um die Unsicherheiten der Ergebnisse dieser Formeln zu berechnen. Ein weiterer Vorteil dieses Berechnungsverfahrens liegt darin, dass die Ableitungen der Grundrechenoperationen analytisch lösbar sind. Damit kann die zeitaufwändigere Bildung des Differenzenquotienten entfallen.

Im Folgenden soll kurz dargestellt werden, dass die parameterweise Berechnung der Fehlerfortpflanzung nach (9.9) durch eine operatorenweise Berechnung ersetzt werden kann und welche Bedingungen dafür gelten müssen.

Berechnet sich die Abweichung eines Messergebnisses, das durch die Operation  $o(x_1, x_2)$  berechnet wird, zu

$$u(o) = \sqrt{\left( \frac{\partial o}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \left( \frac{\partial o}{\partial x_2} u(x_2) \right)^2} \quad (9.12)$$

und kann man eine Funktion  $y = f(x_1, \dots, x_n)$  als

$$y = o_1(x_1, o_2(\dots x_{n-2}, o_{n-1}(x_{n-1}, x_n) \dots)) \quad (9.13)$$

darstellen, berechnet sich die Abweichung des Ergebnisses zu

$$u(y) = \sqrt{\left( \frac{\partial o_1}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \left( \frac{\partial o_1}{\partial x_1} \right)^2 \left[ \left( \frac{\partial o_1}{\partial x_1} u(x_1) \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial o_{n-2}}{\partial o_{n-1}} u(o_{n-1}) \right)^2 \dots \right]}, \quad (9.14)$$

mit

$$u(o_{n-1}) = \sqrt{\left( \frac{\partial o_{n-1}}{\partial x_{n-1}} u(x_{n-1}) \right)^2 + \left( \frac{\partial o_{n-1}}{\partial o_n} u(x_n) \right)^2} \quad (9.15)$$

Wenn alle Parameter  $x_1, \dots, x_n$  voneinander unabhängig sind, kann die Kettenregel der Differentialrechnung, in diesem Fall

$$\frac{\partial o_i}{\partial o_{i+1}} \frac{\partial o_{i+1}}{\partial x_j} = \frac{\partial o_i}{\partial x_j}, \quad (9.16)$$

angewendet werden, so dass sich in (9.14) alle partiellen Differentialquotienten  $\partial o_i / \partial o_{i+1}$  mit  $i > 1$  herauskürzen, und es ergibt sich mit

$$u(y) = \sqrt{\left(\frac{\partial o_1}{\partial x_1} u(x_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial o_1}{\partial x_2} u(x_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial o_1}{\partial x_n} u(x_n)\right)^2} \quad (9.17)$$

das Fehlerfortpflanzungsgesetz nach (9.9). Die analytischen Lösungen der (9.13) betragen für die einzelnen Operatoren  $o(x, y)$ :

Operator	Unsicherheit
Addition	$u(x+y) = \sqrt{(u(x))^2 + (u(y))^2}$
Subtraktion	$u(x-y) = \sqrt{(u(x))^2 + (u(y))^2}$
Multiplikation	$u(x \cdot y) = \sqrt{(yu(x))^2 + (xu(y))^2}$
Division	$u\left(\frac{x}{y}\right) = \sqrt{\left(\frac{u(x)}{y}\right)^2 + \left(\frac{xu(y)}{y^2}\right)^2}$

Diese vier Gleichungen werden als Funktionsprozeduren implementiert, die gemäß den oben aufgeführten Strukturgrammen von der übergeordneten Programmeinheit die Parameter  $x, y, u(x)$  und  $u(y)$  übernehmen. Damit in der übergeordneten Programmeinheit für die Berechnung einer Operation der Operator selbst und die Fehlerberechnungsfunktion nicht separat aufgerufen werden müssen, werden die Operatoren erweitert. Das Strukturgramm beispielsweise der erweiterten Operatorfunktion „Addition“ lautet:

Erweiterte Operatorfunktion „Addition“
Formalparameter: $[x_1, u(x_1)], [x_2, u(x_2)]$
$f \leftarrow x_1 + x_2$ $u \leftarrow \sqrt{(u(x_1))^2 + u(u(x_2))^2}$
Rückgabe: $[f, u]$

Das Messergebnis und die Messunsicherheit werden in einem neu definierten Datentyp  $FU = [x_i, u(x_i)]$  zusammengefasst. Die Definition dieses Datentyps erfolgt im Programmmodul `FFUNC`. Die erweiterten Operatoren werden dort als Modulprozeduren implementiert. Zusätzlich zu den binären Operatorfunktionen, die als Formalparameter zwei mit Unsicherheiten behaftete Werte vom Datentyp `FU` übernehmen, werden jeweils Funktionen implementiert, die als Formalparameter einen Wert vom Datentyp `FU` und einen vom Datentyp `DOUBLE PRECISION` übernehmen. Damit kann die Fehlerfortpflanzung auch für Operationen mit konstanten Werten berechnet werden, ohne dass diese Werte vorher als Datentyp `FU` deklariert werden.

Ebenso wird die Operatorfunktion der Potenz, die Vergleichsoperatoren  $<, =$  und  $>$ , sowie die Funktionen `INT()`, `ABS()` und `MAX()` sinnvoll erweitert. Auf diese Weise können die meisten

Formeln kodiert werden, ohne dass die Fehlerfortpflanzungsrechnung separat aufgerufen werden muss.

Die mit den erweiterten Operatoren berechnete Unsicherheit des Messergebnisses ist eine analytische Lösung der Fehlerfortpflanzungsrechnung nach (9.9) und damit keine numerische Näherung.

## 9.4 Numerische Berechnungen

Die Berechnung der Unsicherheit eines Messergebnisses mit dem vorgestellten Verfahren ist in folgenden Fällen nicht möglich oder mit hohem Aufwand verbunden:

- Wenn die Parameter  $x_1, \dots, x_n$  einer Formel denselben Messwert repräsentieren oder voneinander abhängig sind, ist die operatorenweise Fehlerfortpflanzungsrechnung nicht zulässig. Dies ist beispielsweise bei der Berechnung einer logarithmischen Temperaturdifferenz der Fall.
- In Iterationsschleifen, in denen das Ergebnis in jedem Schleifendurchlauf in- oder dekrementiert wird, darf die berechnete Unsicherheit nicht von der Anzahl der durchlaufenen Iterationsschleifen abhängig sein. Bei der dargestellten operatorenweisen Fehlerfortpflanzungsrechnung würde sich die berechnete Unsicherheit jedoch mit jedem Schleifendurchlauf vergrößern.
- Für die Berechnung der Dichte, der Wärmeleitfähigkeit, der Wärmekapazität und der Enthalpie sowie der Größen Druck und Temperatur im Sättigungszustand liegen Berechnungsroutinen in einer Programmbibliothek vor, die als Formalparameter Werte vom Datentyp DOUBLE PRECISION übernehmen. Da die meisten dieser Routinen zudem Iterationen beinhalten, wird auf eine Anpassung dieser Bibliothek an das Modul FFUNC verzichtet.

In diesen Fällen ist eine numerische Lösung nach (9.10) zu berechnen. Die Größenordnung der Parameter variiert jedoch stark. Beispielsweise werden für die dynamische Viskosität des Ammoniakdampfes in der abgeleiteten SI-Einheit Pa·s Werte der Größenordnung  $10^{-6}$ , für den Kondensationsdruck in Pa jedoch Werte der Größenordnung  $10^6$  eingesetzt. Daher wird die Bildung des Differenzenquotienten mit einem jeweils von  $x_i$  abhängigen Nenner vorgenommen:

$$u(y) = \sqrt{\sum_i \left( \frac{f(x_i(1+\nu)) - f(x_i(1-\nu))}{2\nu x_i} u(x_i) \right)^2} \quad (9.18)$$

Da die Parameter  $x_i$  als Datentyp FU vorliegen und das Ergebnis und dessen Unsicherheit wiederum als Datentyp FU zur weiteren Berechnung gespeichert werden sollen, wird die Berechnung von Ergebnis und Unsicherheit in einer Funktion FCALC zusammengefasst:

FCALC	
Formalparameter: $f, [x_1, u(x_1), \dots, [x_n, u(x_n)]]$	
$R \leftarrow 0$	
$e \leftarrow f(x_1, \dots, x_n)$	
Für $i = 1 \dots n$	$q_0 \leftarrow f(x_1, \dots, x_i(1+\nu), \dots, x_n)$
	$q_u \leftarrow f(x_1, \dots, x_i(1-\nu), \dots, x_n)$
	$R \leftarrow R + \left( \frac{q_0 - q_u}{2\nu x_i} u(x_i) \right)^2$
$u \leftarrow \sqrt{R}$	
Rückgabe: $[e, u]$	

Die zur Berechnung der Zustandsgrößen verwendeten Programmfunktionen  $Z$ , die der unveränderten Programmbibliothek entnommen werden, benötigen als Formalparameter neben Temperatur  $T$  und Druck  $p$  einen grob angenäherten Wert der Dichte  $\tilde{\rho}$ . Vor dem Aufruf einer Funktion  $Z(T, p, \tilde{\rho})$  ist daher zunächst ein Näherungswert  $\tilde{\rho}$  zu bestimmen, mit dem innerhalb der Funktion  $Z$  der Startwert für eine Iteration berechnet wird. Um einen Näherungswert für die Dichte angeben zu können, muss der Aggregatzustand bekannt sein. Da dieser und damit die Dichte eines Reinstoffs im einphasigen Fall durch die Werte von Temperatur  $T$  und Druck  $p$  eindeutig festgelegt ist, wäre ein einfaches Strukturgramm für eine Funktion  $f$ , die von der Fehlerberechnungsfunktion FCALC aufgerufen wird und das Funktionsergebnis bei unbekanntem Aggregatzustand berechnet, folgendes:

Funktion $f$ zur Berechnung von $Z$
Formalparameter: $p; T$
Bestimmung des Aggregatzustandes aus $T$ und $p$ Berechnung von $\tilde{\rho}$ anhand des Aggregatzustandes, $T$ und $p$ $f \leftarrow Z(T, p, \tilde{\rho})$
Rückgabe: $f$

Der Vorteil dieses Schemas ist die Kapselung der Information "Aggregatzustand" in der aufgerufenen Programmfunktion  $f$ . In der aufrufenden Programmeinheit oder dem Hauptprogramm braucht der Aggregatzustand nicht bestimmt zu werden.

Im Sättigungszustand ( $p_s, T_s$ ) sind die Temperatur- und Druckfunktionen der kalorischen Zustandsgrößen und Stoffwerte,  $Z(T)$  und  $Z(p)$ , jedoch nicht stetig. Im Beispiel in Bild 9.1 ergibt sich für den Druck  $p(1-\nu)$  ein anderer Aggregatzustand als für den Druck  $p$ . Ein solches Übertreten der Sättigungslinie hat eine sprunghafte Änderung des Stoffwertes (im Beispiel  $\nu$ ) zur Folge. Dadurch ergibt sich ein übermäßig großer Differenzenquotient und es wird ein zu großer Messfehler berechnet. Bei der Bildung eines Differenzenquotienten  $\Delta Z = \Delta p$  darf daher nicht vor jedem Aufruf der Berechnungsfunktion  $Z$  der Aggregatzustand anhand der Parameter Druck und Temperatur und daraus der Funktionswert bestimmt werden. Der Aggregatzustand, der bei  $(T, p)$  bestimmt wird, muss bei allen Aufrufen der Funktion  $Z$  identisch sein.

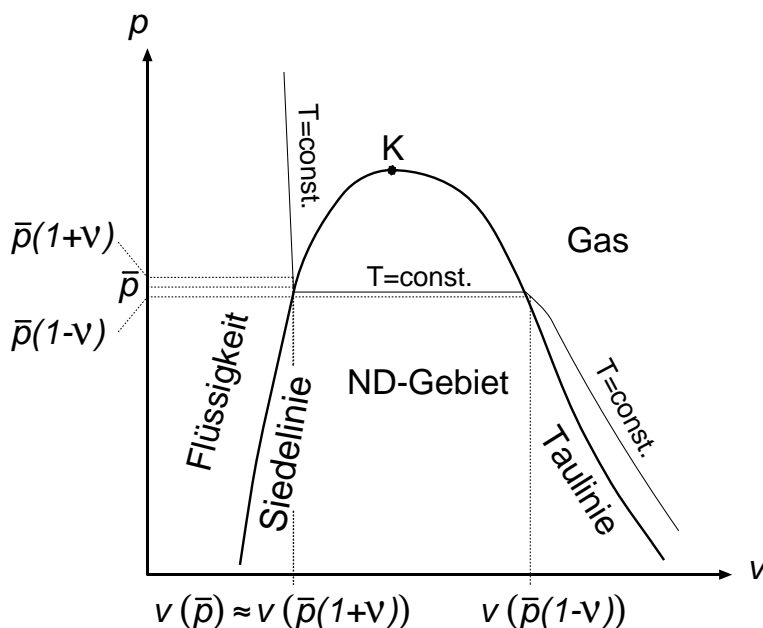


Bild 9.1: Unstetigkeit der Druckfunktion

Ein weiterer Nachteil des oben genannten Schemas ist, dass es für die Berechnung der Stoffwerte im Zweiphasengebiet ungeeignet ist. Dort sind Flüssigkeit und Gas im thermodynamischen Gleichgewicht und die Zustandsgrößen sind makroskopisch unabhängig von Temperatur und Druck. Mikroskopisch finden jedoch Ausgleichsvorgänge zwischen den Phasen statt und daher müssen die Zustandsgrößen des Kältemittels in der Gas- und Flüssigphase getrennt voneinander berechnet werden. Dazu muss der aufgerufenen Funktion  $f$  der zu bestimmende Aggregatzustand übergeben werden. Die Größen der Flüssigphase im Sättigungszustand sind auf der Siedelinie, die der Gasphase auf der Taulinie abzulesen (siehe [Bild 9.1](#)). Die Berechnungsfunktionen  $Z$  geben diese Werte zurück, wenn Näherungswerte der Dichte auf der Siede- und Taulinie eingesetzt werden.

Im Berechnungsprogramm wird daher bereits bei der Berechnung der Zustandsgrößen und Unsicherheiten stets der Aggregatzustand angegeben, für den das Ergebnis gelten soll. Im Programm wird die Übergabe des Aggregatzustandes so realisiert, dass für alle externen Berechnungsfunktionen  $Z$ , deren Ergebnis vom Aggregatzustand abhängt, jeweils Funktionen  $f_F$  und  $f_G$  programmiert werden, in denen der Aggregatzustand berechnet wird. Das Strukturgramm für die Funktion zur Berechnung der Flüssigkeitsdichte lautet beispielsweise:

Funktion $\rho_F$
Formalparameter: $p, T$
$\tilde{\rho}_F = \rho_F(273,15\text{K})$ $\rho_F \leftarrow Z_\rho(T, p, \tilde{\rho}_F)$
Rückgabe: $\rho_F$

Da die Dichte der Flüssigkeit in weiten Bereichen in erster Näherung unabhängig von Druck und Temperatur ist, wird in diesem Fall als Näherungswert die Dichte bei 0 °C übergeben.

## 9.5 Systematische Fehler

In die Berechnung des Messergebnisses gehen auch systematische Fehler  $E_s$  ein. Der systematische Fehler ist definiert als

$$E_s = \mu - x, \quad (9.19)$$

wobei  $x$  für den richtigen Messwert steht. Systematische Fehler eines Messgerätes sind reproduzierbar, können daher durch eine Eichung bestimmt und bei der Auswertung korrigiert werden. In die Berechnung des Messergebnisses fließen jedoch auch Konstanten ein, die Abschätzungen physikalischer Größen darstellen und jeweils mit einem unbekanntem Fehler behaftet sind. Beispielsweise werden die Stoffwerte des Kälte-trägers durch Polynome zweiten oder vierten Grades in Abhängigkeit von der Temperatur berechnet. Die Koeffizienten dieser Polynome werden aus Graphen bestimmt. Der Fehler, mit dem der Koeffizient des konstanten Gliedes behaftet ist, wirkt sich direkt auf den berechneten Stoffwert aus. Dieser Fehler ist wie ein systematischer Messfehler vorzeichenbehaftet und kann durch eine genaue Messung korrigiert werden. Die Abweichung eines Messergebnisses  $y$ , das aus  $m$  Größen durch die Gleichung

$$y = f(x_1, \dots, x_m) \quad (9.20)$$

berechnet wird, lässt sich durch folgende Formel beschreiben [28]:

$$E_{sy} = \frac{\partial f}{\partial x_1} E_{sx_1} + \frac{\partial f}{\partial x_2} E_{sx_2} + \dots + \frac{\partial f}{\partial x_m} E_{sx_m} \quad (9.21)$$

Hierbei ist zu beachten, dass alle systematischen Fehler  $E_{sx}$  vorzeichenbehaftet sind. Dadurch kann durchaus eine Fehlerkompensation auftreten. Von besonderer Bedeutung sind daher die partiellen Ableitungen  $\partial f/\partial x_i$ . Diese Gewichtungsfaktoren zeigen auf, mit welchem Vorzeichen und Gewicht sich der systematische Fehler einer bestimmten Messgröße im Messergebnis niederschlägt. Die Größe und das Vorzeichen des systematischen Fehlers ist in der Regel unbekannt und im Gegensatz zu dem zufälligen Fehler auch nicht statistisch erfassbar. Die Abweichung des Messergebnisses, die sich durch systematische Fehler ergibt, kann daher nur als Funktion der Einzelfehler dargestellt werden:

$$E_{sy} = f_E(E_{sx_1}, \dots, E_{sx_m}) \quad (9.22)$$

Eine Abschätzung ist möglich, indem in (9.21) anstatt der Fehler  $E_{sx_i}$  Unsicherheiten  $U_{x_i}$  mit gleichem Vorzeichen wie die jeweilige partielle Ableitung  $\partial f = \partial x_i$  eingesetzt werden:

$$U_y = \sum_{i=1}^m \sqrt{\left( \frac{\partial f}{\partial x_i} U_{x_i} \right)^2} \quad (9.23)$$

Dadurch wird der ungünstigste Fall berechnet, in dem keine Fehlerkompensation auftritt.

In diesem Abschnitt soll lediglich die Möglichkeit einer Abschätzung des systematischen Fehlers dargestellt werden. Eine Anwendung könnte beispielsweise darin bestehen, die partiellen Ableitungen  $\partial f/\partial x_i$  zu bestimmen und diejenigen Parameter  $x_i$  kritisch zu überprüfen, deren partielle Ableitungen besonders hohe Werte ergeben.

## 9.6 Vergleich des Einflusses des Öls mit anderen Messfehlern

Durch den Einfluss des Öls finden bei der Verdampfung Vorgänge statt, die bei reinem Kältemittel nicht beobachtet werden. In Kapitel 8.7 wird dargestellt, dass ein Rückschluss von der Messung auf die physikalischen Vorgänge nicht möglich ist. Durch einen Ölfilm auf der Verdampferplatte kommt es zu einem massiven Anstieg des örtlichen Wärmewiderstandes. Für einen gemessenen Wärmestrom zwischen Wand und Kältemittel ergibt sich bei Annahme eines Ölfilms auf der Platte daher ein höherer Wert des Wärmeübergangskoeffizienten als bei Annahme einer ölfreien Platte. Da ein Rückschluss auf die physikalischen Vorgänge nicht möglich ist, müssen Bedingungen formuliert werden, unter denen bestimmte Vorgänge auftreten. Auch bei bekannten Bedingungen für die Bildung des Ölfilms kann das Auftreten dieses Effektes jedoch nicht immer sicher festgestellt werden. Die Bildung z.B. des Ölfilms ist abhängig von Parametern der Strömung, z.B. des Strömungsmassendampfgehaltes und Stoffwerten, z.B. der Löslichkeit der beteiligten Fluide.

Diese Parameter sind stets mit großen Unsicherheiten behaftet. Der lokale Strömungsmassendampfgehalt der Zweiphasenströmung ist abhängig vom übertragenen Wärmestrom. Dieser wird abschnittsweise mit der Summe der mittleren lokalen Wärmestromdichten in den zurückliegenden Abschnitten berechnet (siehe Kapitel 10.2). Insbesondere die Bestimmung der mittleren lokalen Wärmestromdichten ist jedoch sehr fehleranfällig. Sie erfolgt durch die Messung der Temperaturdifferenz des Kälte-trägers:

$$\dot{q}_i = \frac{\dot{m} c_{p,KT} (T_{i+1} - T_{i-1})}{b_{pl} f_{FV} (z_{i+1} - z_{i-1})} \quad (9.24)$$

Hierin ist  $b_{pl}$  die Breite der Verdampferplatte,  $f_{FV}$  der Flächenvergrößerungsfaktor,  $z_i$  die Höhenkoordinate des Thermoelementes  $i$  und  $T_i$  die von diesem Thermoelement gemessene Temperatur. Betragen die Unsicherheit der Messwerte von  $T_0$  und  $T_2$  jeweils  $u(T_{0,2}) = 0,2$  K, ergibt sich für die Wärmestromdichte  $\dot{q}_1$  eine Unsicherheit von

$$u(\dot{q}_1) = 0,2\text{K} \frac{\dot{m}c_{p,\text{KT}}}{b_{\text{pl}}f_{\text{FV}}(z_2 - z_0)} \sqrt{2}. \quad (9.25)$$

Beträgt die gemessene Temperaturdifferenz beispielsweise 0,5 K und die daraus berechnete Wärmestromdichte  $\dot{q}_1 = 6000 \text{ W/m}^2$ , beträgt die Unsicherheit der Wärmestromdichte  $u(\dot{q}_1) = 3394 \text{ W/m}^2$ . Wenn die angegebene Temperaturdifferenz der Mittelwert einer Messreihe aus 50 Messungen ist, beträgt die Unsicherheit noch  $u(\bar{\dot{q}}_1) = 480 \text{ W/m}^2$ . Bei der Mittelwertbildung ist dabei zu prüfen, ob ein stationärer Zustand vorliegt. Die große Unsicherheit der Wärmestromdichte wird wiederum auf den lokalen Strömungsmassendampfgehalt und damit auf die Reynoldszahl übertragen.

Für das Kriterium der Ölfilmbildung kann sich dabei für die obere Fehlerschranke ein anderes Ergebnis als für den Messwert oder die untere Fehlerschranke ergeben. Da die weiteren Berechnungen von diesem Kriterium abhängig sind, lässt sich die Unsicherheit des Messergebnisses in diesem Fall nicht quantitativ ausdrücken.

## 9.7 Schlussfolgerungen für den Einfluss des Öles

Der Einfluss des Öls auf den Wärmeübergang bei der Verdampfung in Plattenwärmeübertragern kann mit dem derzeitigen Wissensstand nicht umfassend dargestellt werden. Insbesondere zur Verdampfung von teilweise löslichen Kältemittel/Öl-Systemen in vertikalen Rohren liegen wenige Arbeiten vor. Die große Zahl der Einflussgrößen verhindert das Aufstellen einer allgemein gültigen Korrelation.

Es kommt hinzu, dass die Einflussgrößen unzureichend bekannt sind. Die in [11] genannten Daten sind für die quantitative Beurteilung des Mischungsverhaltens eines Ammoniak-Mineralöl-Systems nicht geeignet. Die Kenntnis des Phasengleichgewichtes ist aber unerlässlich für die Bestimmung der physikalischen Eigenschaften des Gemisches und die Vorhersage der Ölfilmbildung. Phasengleichgewichte lassen sich auf theoretischem Weg über die Berechnung der Aktivitätskoeffizienten bestimmen. Nach Arnemann [1] werden die Entmischungen von Öl-Kältemittel-Systemen mit dem Ansatz von Flory-Huggins und UNIQUAC gut wiedergegeben. Das auf diese Weise bestimmte Mischungsverhalten kann mit dem konstruierten Druckbehälter durch weitere experimentelle Untersuchungen überprüft werden. Aus den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen kann geschlossen werden, dass bei überflutetem Betrieb weder im Austritt noch im Eintritt des Verdampfers eine Entmischung des Kältemittel/Öl-Systems vorliegt. Im Verdampfersumpf wurde ein maximaler Ölmassenanteil von 0,34 % gemessen. Es liegen allerdings zu wenige Messungen vor, um die Ölkonzentration mit genügender Sicherheit anzugeben. Sollten auch in weiteren Messungen derartig geringe Konzentrationen gemessen werden, ist jedoch davon auszugehen, dass der Einfluss des Öls auf den Wärmeübergang bei überfluteter Verdampfung vernachlässigt werden kann. Die bei der überfluteten Verdampfung durchgeführten Experimente sind auf die trockene Verdampfung auszuweiten. Es ist zu vermuten, dass bei trockener Verdampfung durch die Anreicherung des Öls im Verdampfer höhere Ölkonzentrationen im Verdampfersumpf vorliegen. Durch einen experimentellen Nachweis dieser Vermutung würde auch die Eignung des beschriebenen Messverfahrens zur Bestimmung der Ölkonzentration bestätigt.

Mit dem implementierten Programmmodul FFUNC können die Unsicherheiten der Messergebnisse bestimmt werden. Als Eingabegrößen sind die Unsicherheiten der einzelnen Messwerte anzugeben. Dazu müssen die Unsicherheiten der Messgeräte hinsichtlich der angegebenen statistischen Sicherheiten angeglichen und in die Konfiguration des Auswertungsprogramms eingegeben werden.

Bei der Auswertung der Messungen des Wärmeübergangskoeffizienten sind aus den Unsicherheiten der Messergebnisse mögliche Verbesserungen in der Messtechnik abzuleiten.

## 9.8 Fehlerdiskretisierung der einzelnen Messstellen

Im Folgenden werden alle Geräte der Messkette aufgeführt und eine Fehlerabschätzung durchgeführt. Weiterhin werden die Funktionen beschrieben, in denen die Fehler im Fortran-Auswertungsprogramm (siehe [Kapitel 7.2](#)) implementiert werden.

### 9.8.1 Fehler bei der Druckmessung

Der Druck ergibt sich durch Addition des Umgebungsdrucks  $p_{\text{Umg}}$  und der Druckdifferenz  $\Delta p$  zwischen Messstelle und Umgebung. Bei der Messung sowohl des Umgebungsdrucks als auch der Druckdifferenz treten Messfehler auf.

#### Fehler des Druckwandlers

Die Druckmessumformer wandeln die Druckdifferenz in einen Strom oder eine Spannung. Bei diesen Umwandlungen treten mehrere Fehler auf. Diese Fehler werden addiert und in der Konfigurationsdatei unter FU\_DRCK angegeben. Da in den Datenblättern der Druckwandler die statistische Sicherheit, auf die sich die Fehlerangaben beziehen, nicht vermerkt ist, wird für die Sicherheit 100 % angenommen (Fehlergrenze). Für andere statistische Sicherheiten muss der unter FU\_DRCK angegebene Wert umgerechnet werden.

Die Fehler sind in Bruchteilen des Messbereichs angegeben. Die Messbereiche der Druckwandler werden in der Routine MesswerteSpeichern festgelegt.

#### Linearität

Durch regelmäßiges Kalibrieren der Druckwandler werden lineare Kennlinien der Form  $U = A \cdot \Delta p + B$  bzw.  $I = A \cdot \Delta p + B$  aufgenommen. Die Abhängigkeit der Stromstärke oder Spannung vom Druck ist streng genommen jedoch nicht linear. Die Abweichung von der linearen Kennlinie beträgt laut Datenblatt 0,3 % vom Messbereich. Bei den durchgeführten Kalibrierungen wurden hingegen deutlich bessere Werte (weniger als 0,1 % des Messbereichs) erzielt.

#### Hysterese

Die Hysterese ist die Differenz der Anzeigen, die man von einem größeren und einem kleineren Wert ausgehend für den gleichen Wert der Messgröße erhält. Laut Datenblatt der Druckwandler beträgt die Hysterese 0,3 % vom Messbereich.

### 9.8.2 Fehler des DMM

Das Digitalmultimeter (DMM) wandelt Strom oder Spannung in einen digitalen Wert. Die Genauigkeit ist abhängig von der Empfindlichkeit der Eingänge. Außerdem treten Fehler bei der Umschaltung der Eingangskanäle, der Quantifizierung und der A/D-Wandlung auf. Die Angaben des Herstellers beziehen sich auf eine statistische Sicherheit von  $3 \sigma$ . Dies entspricht bei einer Standardverteilung einer Sicherheit von 99,7 %. In der Konfigurationsdatei sind die auf eine Sicherheit von  $1 \sigma$  ( $\equiv 68 \%$ ) bezogenen Fehler anzugeben, also stets ein Drittel der Spezifikation.

Laut den Spezifikationen des DMM setzt sich der Messfehler der analogen Strom- und Spannungseingänge aus einem vom Messbereich und einem vom Messwert abhängigen Anteil zusammen. Der Messbereich bei Spannungsmessung beträgt 10 V, der dafür angegebene Fehler 0,0005 % oder 50  $\mu\text{V}$ . Die in der Konfigurationsdatei einzutragende Variable lautet DMMMBUF. Der Fehleranteil am gemessenen Wert (Variable DMMMWF) beträgt 0,0035 % (das  $3,5 \cdot 10^{-5}$ -fache des Messwerts). Die Fehler bei der Messung der Stromstärke betragen im Messbereich 100 mA 0,005 % oder 5  $\mu\text{A}$  zzgl. 0,05 % oder das  $5 \cdot 10^{-4}$ -fache des Messwerts. Die Variablen lauten DMMMBIF und DMMMWF. Da in der Messwertdatei bereits die Druckwerte vorliegen, müssen



zur Berechnung der Eingangsfehler die Werte von Stromstärke bzw. Spannung „zurückgerechnet“ werden. Dies erfolgt in der Funktion DMMFehler.

### Quantifizierung

Quantifizierungsfehler entstehen durch die endliche Auflösung einer Analog/Digital-Wandlung. Die erreichbare Auflösung ist vom belegten Speicher und der Abtastrate des Multiplexers abhängig. Die Größe des einem analogen Eingangswert zugeordneten Speichers ist abhängig von der Anzahl der relevanten Dezimalstellen (digits). Bei  $6\frac{1}{2}$  digits (Anzeigebereich z.B. 0...1200000) belegt ein Messwert 22 Bit. Der relative Quantifizierungsfehler beträgt damit  $1/222 = 2,4 \cdot 10^{-7}$ . Da die oben genannten Genauigkeiten der Eingangskanäle bereits die Quantifizierungsfehler bei  $6\frac{1}{2}$  digits enthalten, ist in diesem Fall keine Anpassung erforderlich. Bei  $5\frac{1}{2}$  digits belegt der Messwert 18 Bit, und der Quantifizierungsfehler beträgt das  $3,8 \cdot 10^{-6}$ -fache des Messbereichs. Daher müssen bei Spannungsmessung  $38 \mu\text{V}$  und bei Stromstärkemessung  $0,38 \mu\text{A}$  zu den o.g. Werten addiert werden. Bei  $4\frac{1}{2}$  digits (15 Bit) betragen die Quantifizierungsfehler  $310 \mu\text{V}$  und  $3,1 \mu\text{A}$ .

### A/D-Linearität

Das DMM arbeitet mit dem Verfahren der 3-Rampen-A/D-Wandlung. Dabei wird die Dauer der Entladung eines mit der Eingangsspannung aufgeladenen Kondensators gemessen und mit einer Referenzzeit verglichen. Die dabei auftretende Nichtlinearität wird mit  $0,0001 \%$  des Messbereichs und  $0,0002 \%$  des Messwerts angegeben. Sie ist bereits in den o.g. Werten enthalten.

### Störsignale

Der Einfluss von Störsignalen ist abhängig von der Auflösung des A/D-Wandlers. Bei einer Auflösung von  $6\frac{1}{2}$  digits wird der Fehler durch Störsignale mit  $0,0 \%$  angegeben. Bei kleineren Auflösungen sind laut Spezifikation  $20 \mu\text{V}$  bzw.  $4 \mu\text{A}$  den oben genannten Werten hinzuzufügen.

### Gesamtfehler

Der Gesamtfehler einer Druckmessung wird nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnet. Unter Berücksichtigung der Anzahl  $n$  der Messwerte, über die der Wert gemittelt wird, ergibt sich:

$$u(p) = \sqrt{\frac{u_{\text{DMU}}(p_{\text{Umg}})^2 + u_{\text{DMM}}(U/I)^2 + u_{\text{DMU}}(\Delta p)^2}{n}} \quad (9.26)$$

### 9.8.3 Fehler bei der Temperaturmessung

Für Temperaturmessungen werden Thermoelemente des Typs K und Widerstandsthermometer des Typs Pt100 eingesetzt. Aufgrund der unterschiedlichen Messprinzipien dieser Geräte ergeben sich große Unterschiede in den Messfehlern.

#### Thermoelemente

An den beiden Drähten eines Thermoelementes können die von den Temperaturen der Verbindungsstelle dieser Drähte und den Klemmkontakten des DMM abhängigen elektromotorischen Kräfte (EMK) als elektrische Spannung abgegriffen werden. Im Temperaturbereich zwischen  $-50 \text{ }^\circ\text{C}$  und  $+1100 \text{ }^\circ\text{C}$  ist diese Abhängigkeit annähernd linear. Nach Kompensation des Einflusses der Klemmkontakt-Temperatur beträgt die Steigung der Spannungs-Temperatur-Funktion  $41 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ . Durch den Eingangsfehler des DMM im Messbereich  $100 \text{ mV}$  von  $0,004 \%$  =  $4 \mu\text{V}$  ergibt sich ein Messfehler von  $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Weitaus

größere Fehler ergeben sich durch Fehler der Kompensation und durch Fehler der Thermoelemente selbst. Die Genauigkeit der internen Temperaturkompensation des DMM (T/C cold junction) ist mit  $0,8\text{ °C}$  angegeben. Der Gesamtfehler beträgt  $1\text{ °C}$  zzgl. des Fehlers der Thermoelemente.

Diese Abweichung der EMK des Thermoelementes ist vor allem auf Verunreinigungen der Metalle und die daraus resultierenden Spannungen bei unterschiedlichen Thermoelementen zurückzuführen. Die zulässigen Abweichungen der Spannungen der Thermoelemente des Typs „K“ vom Idealwert sind in DIN IEC 584-2 festgelegt und betragen  $100\text{ }\mu\text{V} = 2,5\text{ °C}$  im Bereich bis  $333\text{ °C}$ . Da es sich hierbei um einen bei einer bestimmten Temperatur reproduzierbaren, systematischen Fehler eines bestimmten Messfühlers handelt, kann diese Abweichung durch einen Abgleich beim Eispunkt beträchtlich reduziert werden. So muss lediglich ein Fehler durch die Abweichung von der Steigung der Spannungs-Temperatur-Funktion beachtet werden. Diese Abweichung kann durch einen Abgleich bei einer zweiten Temperatur kompensiert werden.

Der Gesamtfehler der Messungen mit Thermoelementen ergibt sich aus der Summe des Fehlers des DMM und des Thermoelementes selbst. Die Variable der Konfigurationsdatei lautet DU\_THE. Sie bezieht sich wie bei den Druckmessungen auf eine statistische Sicherheit von  $1\sigma$ .

### Widerstandsthermometer

Mantel-Widerstandsthermometer bestehen aus einem Platindraht, der in einer Metallhülle versiegelt ist. Der ohmsche Widerstand dieses Drahtes ist im Temperaturbereich von  $-50\text{ °C}$  bis  $+200\text{ °C}$  annähernd linear. Er beträgt bei  $0\text{ °C}$   $100\text{ }\Omega$ . Die Steigung der Temperatur-Widerstandsfunktion beträgt  $0,38\text{ }\Omega/\text{°C}$ . Um eine Erwärmung des Widerstands aufgrund des Teststroms und den daraus resultierenden Messfehler zu minimieren, ist die Stromstärke sehr klein, und die Genauigkeit der Temperaturmessung wird durch diejenige des DMM auf  $0,06\text{ °C}$  begrenzt. Ein Messfehler durch eine Kompensationsmessung entfällt. Es ist lediglich die in DIN EN 60751 zulässige Abweichung des Widerstandsthermometers von den dort festgelegten Grundwerten zu beachten. Damit ergibt sich der Gesamtfehler der Messung aus der Summe des DMM-Fehlers und des Fühlers selbst. Bei unkalibrierten Fühlern beträgt er für Pt100 der Klasse A

$$u_A(T) = 0,21\text{ °C} + 0,002(T - 0\text{ °C}), \quad (9.27)$$

und bei Pt100 der Klasse B

$$u_B(T) = 0,36\text{ °C} + 0,005(T - 0\text{ °C}). \quad (9.28)$$

Bei der Widerstandsmessung werden die störenden Einflüsse des Widerstandes der Anschlussdrähte durch eine Vierleiterschaltung kompensiert. Durch eine Kalibrierung der Pt100-Widerstandsthermometer kann der oben angegebene Messfehler beträchtlich reduziert werden. Die in die Konfigurationsdatei einzutragenden Werte lauten DU\_PTKN (konstanter Anteil) und DU\_PTRL (relativer Anteil).

### 9.8.4 Fehler bei der Volumenstrommessung

Für die Volumenstrommessung werden ein Ringkolbenzähler, ein Flügelrad und ein Ultraschallmesskopf eingesetzt. Im Folgenden werden die Genauigkeiten dieser Messungen dargestellt. Die Funktionsweise und Anordnung der Volumenstrommesser in der Versuchsanlage werden im [Kapitel 6.4](#) beschrieben. Eine zusätzliche Kalibrierung der Durchflusssensoren zu den Kalibrierdatenblättern der Hersteller wird nicht durchgeführt, da diese Kalibrierung insbesondere des Ammoniakvolumenstromes mit einem sehr hohen messtechnischen Aufwand verbunden ist. Es wird aber eine Vergleichsmessung mit dem Ultraschallsensor durchgeführt, der auch an die Kälteleiterleitungen des Kondensator- und Verdampferkreises geschlossen werden kann. Die Durchflussmengen des Ringkolbenzählers und des Flügelrades werden somit mit dem

Anzeigewert des Ultraschallsensors verglichen. Die gemessenen Werte unterscheiden sich lediglich um die Fehlertoleranzen der Herstellerangaben. Somit kann von einer genügenden Genauigkeit der Durchflusssensoren ausgegangen werden.

### Ringkolbenzähler

Die Genauigkeit des Ringkolbenzählers TRIMEC MULTIPULS MP025 wird mit 0,5 % des Messwertes angegeben. Durch die Bewegung des Ringkolbens werden in Hall-Sensoren, die am Umfang des Zylinders angebracht sind, elektrische Impulse induziert. Die Frequenz dieser Impulse wird vom DMM gemessen und mit vom Hersteller angegebenen Kalibrierdaten in den Volumenstrom umgerechnet. Die Genauigkeit des DMM bei Frequenzmessung beträgt für Frequenzen ab 40 Hz 0,01 % des Messwertes und damit 0,006 % des berechneten Volumenstroms. Dieser Wert ist gegenüber der Genauigkeit des Ringkolbenzählers vernachlässigbar. Die Variable der Konfigurationsdatei lautet FU\_FLKR.

### Flügelrad

Der Flügelraddurchflussmesser TABLAR FS1101 ist mit einem Messwertumformer ausgerüstet, der das interne *PPL* (pulse per Liter)-Signal in eine Stromstärke von 4-20 mA wandelt. Der Hersteller gibt als Fehlergrenzen an:

Messgenauigkeit:  $\pm 1 \%$

Reproduzierbarkeit:  $\pm 0,5 \%$

Linearität:  $\pm 1 \%$ .

Der Fehler durch die Nichtlinearität der Messkennlinie und die nicht reproduzierbaren Fehler summieren sich damit zu  $\pm 1,5 \%$ . Hinzuaddiert wird, nach demselben Verfahren wie bei der Druckmessung, der Fehler des DMM. Hierzu ist in der Routine MesswerteSpeichern der Messbereich anzugeben. Er beträgt 300 l/min.

### Ultraschallmesskopf

Der Ultraschalldurchflussmesser PANAMETRICS PT868 berechnet aus der gemessenen Laufzeitdifferenz zweier Ultraschallsignale in und gegen die Strömungsrichtung den Volumenstrom und gibt diesen Wert als Stromstärke an das DMM. Dort wird die über eine Bürde abfallende Spannung gemessen. Diese beträgt  $U = 800 \text{ mV}$  für  $\dot{V} = 0$  und  $U = 4 \text{ V}$  für  $\dot{V} = 20 \text{ l/min}$ . Der dabei auftretende Messfehler wird mit der Funktion DMMFehler berechnet. Die gesamte Genauigkeit der Volumenstrommessung ergibt sich durch Addition der Fehler des Ultraschallmessgeräts.

## 10 Messung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Messung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung von Ammoniak im Plattenspalt. Um die lokalen Wärmeübergänge bestimmen zu können, ist die Messung der lokalen Wand- und Fluidtemperatur notwendig. Zu diesem Zweck werden Thermoelemente zur Messung der lokalen Temperaturen auf den beiden mittleren Kassetten des Plattenverdampfers angebracht. Die zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kältemittelseite können jedoch nur indirekt gemessen werden, da der Ammoniakspalt verschweißt ist und dadurch keine Möglichkeit besteht, das Thermoelement in den Kältemittelspalt zu integrieren. Die Kälte-träger-spalte des Plattenpaketes sind mit EPDM-Dichtungen gegenüber der Umgebung und im Ein- und Auslauf mit Fluor-Elastomer (Neopren)-Dichtungen gegen das Kältemittel gedichtet. Die Kunststoffdichtungen ermöglichen ein Durchführen der Thermoelemente bis in das Wellenfeld der Platte. Durch eine Bohrung wird das Thermoelement durch die Dichtung geführt und mit Hilfe von Silberweichlot in den Tälern des Wellenfeldes befestigt. Zur Messung der Kälte-träger-Fluidtemperatur wird der Kopf des Thermoelementes in die Strömung aufgerichtet. Zur Messung der Wandtemperatur wird eine kleine Kerbe in die Platte gefügt und der Kopf des Thermoelementes in diese Kerbe gelötet. Bei dieser Befestigungsmethode ist darauf zu achten, dass der Kopf vollständig mit Lot überdeckt wird, damit das vorbeiströmende Fluid keinen relevanten Einfluss auf die Wandtemperaturmessung hat.

### 10.1 Anordnung der Thermoelemente für die verschiedenen Plattentypen

In den durchgeführten Messungen werden die Wärmeübergangskoeffizienten für zwei verschiedene Verdampferplattenarten ermittelt. Diese beiden Plattenarten haben die gleichen geometrischen Hauptabmessungen, unterscheiden sich aber durch den Prägungswinkel  $\varphi$  der Wellung gegen die Hauptströmungsrichtung. Aufgrund der gleichen Größe und Anschlussmaße der Platten können für die Messungen dieselben Gestelle zum Verspannen der Verdampferplatten verwendet werden. Somit ist ein aufwendiger Umbau zum Wechseln der Platten nicht notwendig. Die beiden Plattenarten werden im Folgenden mit Typ A für einen Prägungswinkel  $\varphi = 63,26^\circ$  und Typ B für einen Prägungswinkel  $\varphi = 26,74^\circ$  bezeichnet. In Tabelle 10.1 sind die geometrischen Daten der beiden Plattenarten dargestellt. Die Platten vom Typ A weisen aufgrund des Prägungswinkels  $\varphi$  eine horizontale Prägung, während Typ B eine vertikale Prägung des Wellenfeldes besitzt. Die unterschiedlichen Plattenstrukturen vom Typ A und Typ B sind in Bild 10.1 schematisch dargestellt.

Plattendaten	
Länge $l$ [mm]	872
Breite $b$ [mm]	486
Wellenlänge $\lambda$ [mm]	12
Amplitude $\hat{a}$ [mm]	1,6
Plattenstärke $\delta_{pl}$ [mm]	0,6
Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{pl}$ [W/mK]	15
Prägungswinkel $\varphi$ Typ A [°]	63,26
Prägungswinkel $\varphi$ Typ B [°]	26,74

Tabelle 10.1: Geometrische Daten der beiden Plattentypen A und B

Plattentyp A mit einer sog. „harten Prägung“ zeichnet sich auf der einphasigen Kälte-träger-seite durch einen höheren Druckverlust als der Plattentyp B mit einer sog. „weichen Prägung“ aus. Die harte Prägung von Platten führt nach [29] im Strömungskanal zu einer bevorzugten *welligen Längsströmung*, während bei einer weichen Prägung die *kreuzende* (oder *glatte*) *Längsströmung* bevorzugt vorliegt (siehe Kapitel 2.1.1). Für den einphasigen Wärmeübergangskoeffizienten des

Kälteträgers  $\alpha_{KT}$  werden für den Plattentyp A erheblich höhere Werte gemessen, als für den Typ B. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{KT}$  ist für alle gemessenen Belastungszustände mehr als doppelt so hoch. Dieser Unterschied im einphasigen Wärmeübergang ist auf die höhere Turbulenz der welligen gegenüber der glatteren Längsströmung zurückzuführen.

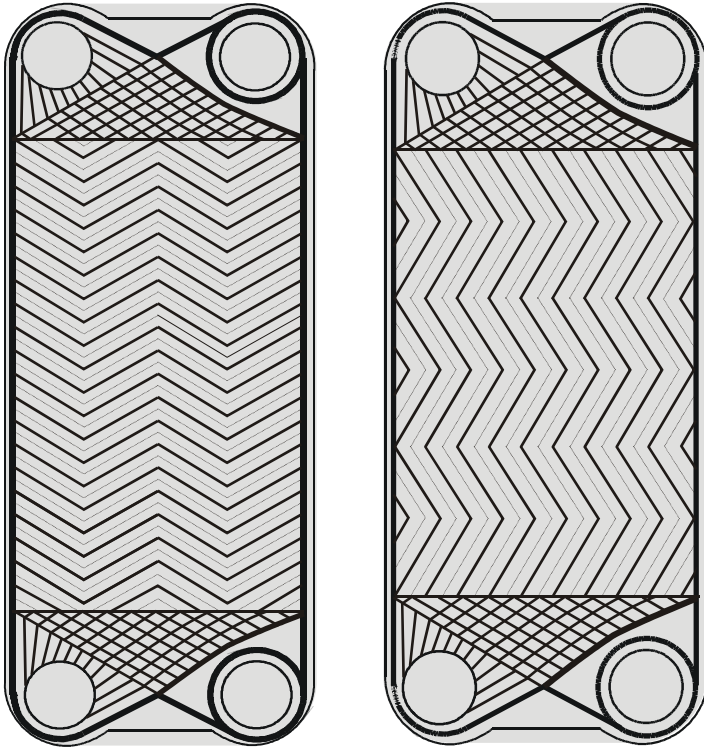


Bild 10.1: Struktur der Wellung für den Typ A (links) mit horizontaler Wellung ( $\varphi = 63,26^\circ$ ) und den Typ B (rechts) mit vertikaler Wellung ( $\varphi = 26,74^\circ$ )

Mantel-Thermoelemente der Firma Thermocoax<sup>®</sup> mit einem Durchmesser von  $d = 1$  mm werden zunächst auf Platten vom Typ A gelötet. Bei den Platten vom Typ A lassen sich die Thermoelemente durch das horizontal verlaufende Tal einer Wellung in das Zentrum des Plattenspaltes führen. Im Bild 10.2 ist ein Foto eines aufgelöteten Thermoelementes zur Messung der lokalen Kälteträgertemperatur im Plattenspalt dargestellt.

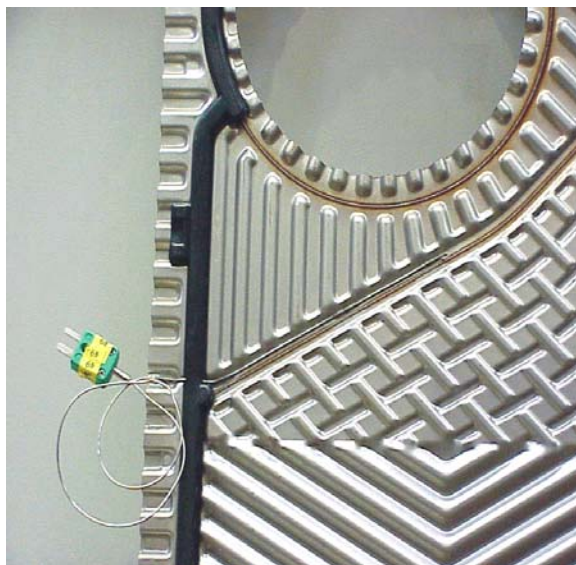
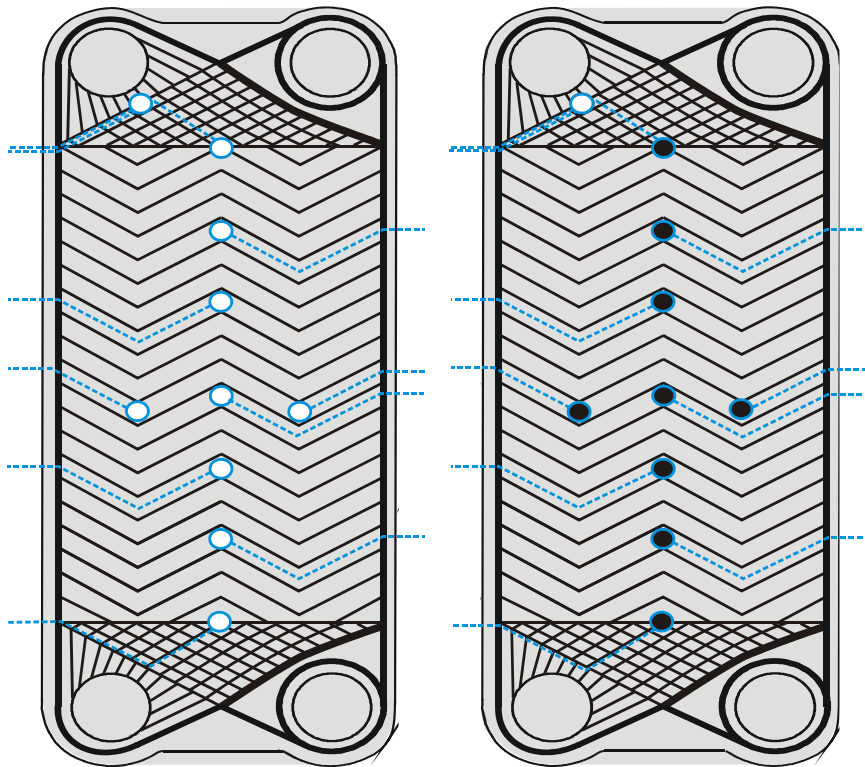


Bild 10.2: Befestigung eines Thermoelementes im Plattenfeld

Um für verschiedene Verdampfungsabschnitte die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kälte-trägerseite sowie auf der Kältemittelseite bestimmen zu können, werden sieben Thermo-elemente auf der axialen Durchflussrichtung eines Plattenspaltes angebracht. Hierzu werden die beiden mittleren Kassetten des Plattenverdampfers ausgewählt, damit thermische Rande-fekte bei den Messungen nach Möglichkeit ausgeschlossen werden können. Eine der beiden Kassetten wird mit Thermo-elementen zur Messung der lokalen Wandtemperaturen bestückt, die davor im Plattenverdampfer eingebaute Kasette mit Thermo-elementen zur Messung der lokalen Fluidtemperaturen. Die Anordnung der Thermo-elemente auf den beiden beschriebenen Kassetten ist in [Bild 10.3](#) schematisch dargestellt. Die Thermo-elemente rechts und links der mittleren Temperaturmessstelle sollen eine Fehlverteilung der an der Wärmeübertragung beteiligten Medien im Fließspalt detektieren.



[Bild 10.3](#): Anordnung der Thermo-elemente zur Messung der lokalen Fluidtemperatur (weiß) und Wandtemperatur (schwarz) im Kälte-trägerspalt

Die am Austrittskanal des Kälte-trägers (oben links) angebrachten Thermo-elemente sind an dieser Stelle auf allen Platten des Verdampfers angebracht. Durch Messung der Kälte-trägeraustritts-temperatur kann der pro Kälte-trägerspalt übertragende Wärmestrom bestimmt werden. Eine Ungleichverteilung der am Wärmeaustausch beteiligten Fluide in den einzelnen Spalten des Plattenpaketes ist dadurch erkennbar. Die Ergebnisse der Messungen der zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten mit den Verdampferplatten vom Typ A werden in den [Kapiteln 11.1 und 11.3](#) vorgestellt und interpretiert.

Die Thermo-elemente zur Messung der Wärmeübergänge bei den Verdampferplatten vom Typ B lassen sich aufgrund der vertikalen Prägung des Wellenfeldes nicht einfach in das Zentrum des Kälte-trägerspaltes führen, wie bei dem Plattentyp A mit horizontaler Prägung. Die Thermo-elemente, die wie bei den Messungen mit dem Typ A einen Durchmesser von  $d = 1$  mm besitzen, lassen sich nicht von der Seite horizontal durch die Täler der Wellung in das Zentrum der Platte führen. Dies wird durch die vertikale Prägung der Platte verhindert. Aus diesem Grund wird zunächst versucht, über die Wellenkämme die Thermo-elemente in das Zentrum der Strömung zu legen. Dabei müssen jedoch die Wellenkämme der Platte an den Stellen, an denen das Thermo-element befestigt wird, leicht gekerbt werden, damit das Thermo-element von dem darauf liegenden Plattenfeld durch den Anpressdruck nicht beschädigt wird. Im [Bild 10.4 \(links\)](#)

ist die beschriebene Anbringung der Thermoelemente über die Wellenkämme dargestellt. Bei den Messungen wird jedoch festgestellt, dass die Strömung durch die Thermoelementdrähte anscheinend stark beeinflusst wird, da die Messungen bei sonst identischen Randbedingungen keine sinnvollen Wärmeübergangskoeffizienten ergeben.

Um die Strömung im Plattenspalt durch die eingelöteten Thermoelemente möglichst wenig zu beeinflussen, werden Thermoelemente nun mit einem Durchmesser von  $d = 0,5 \text{ mm}$  nach Bild 10.4 (rechts) auf der Platte befestigt. Hierbei werden die Thermoelemente durch das Verteilerdreieck der Platte in die Wellenstruktur der Platte geführt. Das Thermoelement wird dann entlang des Wellentales zum jeweiligen Messpunkt geführt.

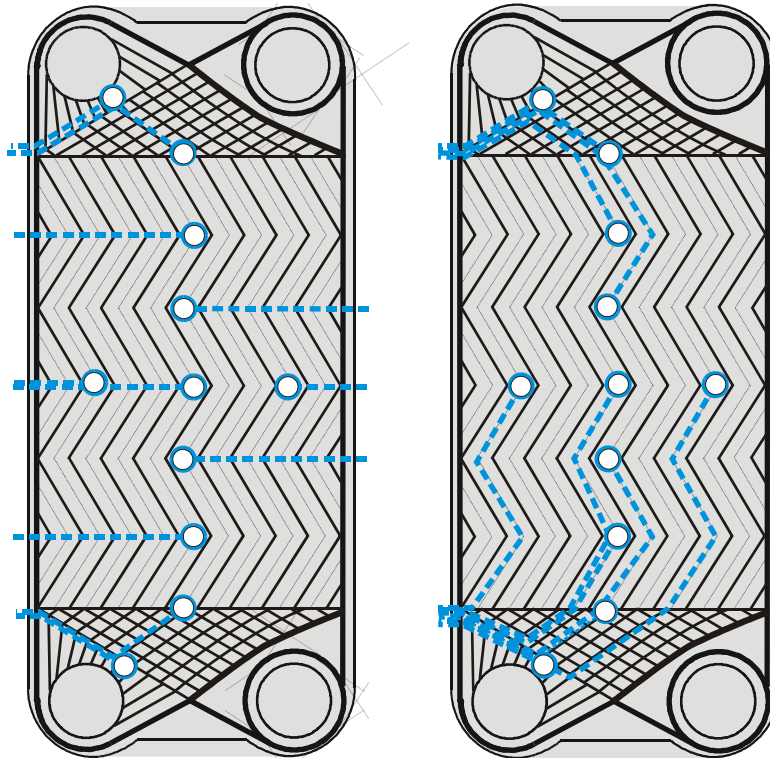


Bild 10.4: Mögliche Leitungsführung der Thermoelemente im Plattenfeld vom Typ B

Der Nachteil dieser Anordnung der Thermoelemente liegt in der unterschiedlichen Anströmung der Thermoelemente zur Messung der Fluidtemperatur. Wird der Verdampfer im Gleichstrom von Ammoniak und Kälte­träger gefahren, werden die Thermo­elemente, die durch das obere Verteilerdreieck eingeführt werden, von der Spitze her angeströmt. Die anderen liegen in der Strömung. Die unterschiedliche Anströmrichtung der Thermo­elemente vom Kälte­träger hat einen gravierenden Temperaturmessfehler von bis zu 1 K zur Folge.

Zunächst ist unklar, ob der Temperaturmessfehler durch Wärmeleitung von der Platte über die Lötverbindung auf das Thermo­element entsteht oder durch die Anströmrichtung des Messkopfes des Thermo­elementes. Zur Untersuchung dieses Effektes werden im Zentrum der Platte drei Thermo­elemente nebeneinander angebracht, wie in Bild 10.5 schematisch dargestellt. Bei dieser Anordnung wird das Thermo­element Nr. 1 vom unteren Verteilerdreieck und ein weiteres (Thermo­element Nr. 3) vom oberen Verteilerdreieck der Verdampferplatte durch die Wellentäler der Prägung zum Zentrum der Platte geführt. Sollte nur ein Wärmeleitungsproblem durch die Lötverbindungen mit der Platte vorliegen, sollten beide Thermo­elemente die gleiche Temperatur messen. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Wandtemperatur in der näheren Umgebung der beiden Thermo­elemente relativ konstant ist. Um ein mögliches Wärmeleitungsproblem zu umgehen, wird ein Kunststoffschlauch über das Thermo­element Nr.2 gestülpt und dieser an die Plattenwand geklebt, wie in Bild 10.5 schematisch dargestellt ist. Es wird darauf geachtet, dass lediglich der Kunststoffschlauch mit der Plattenwand in Kontakt

kommt und nicht der Leitungsdraht des Thermoelementes. Der Messkopf des Thermoelementes Nr. 2 wird frei in den Strömungskanal des Kälteträgers gerichtet und ist somit von der Plattenwand gut getrennt.

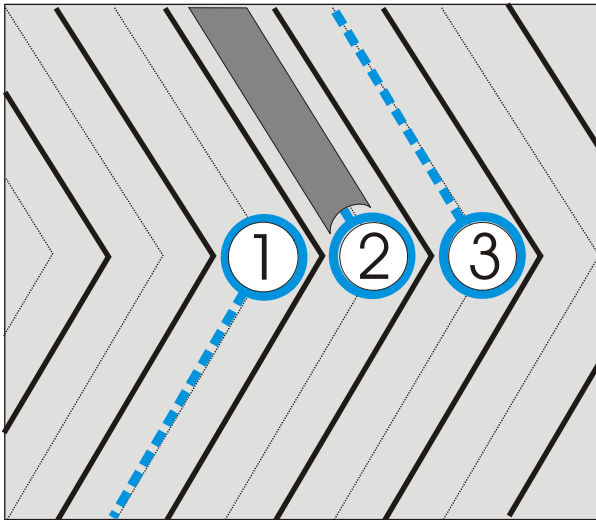


Bild 10.5: Untersuchung der Ursache des Temperaturmessfehlers

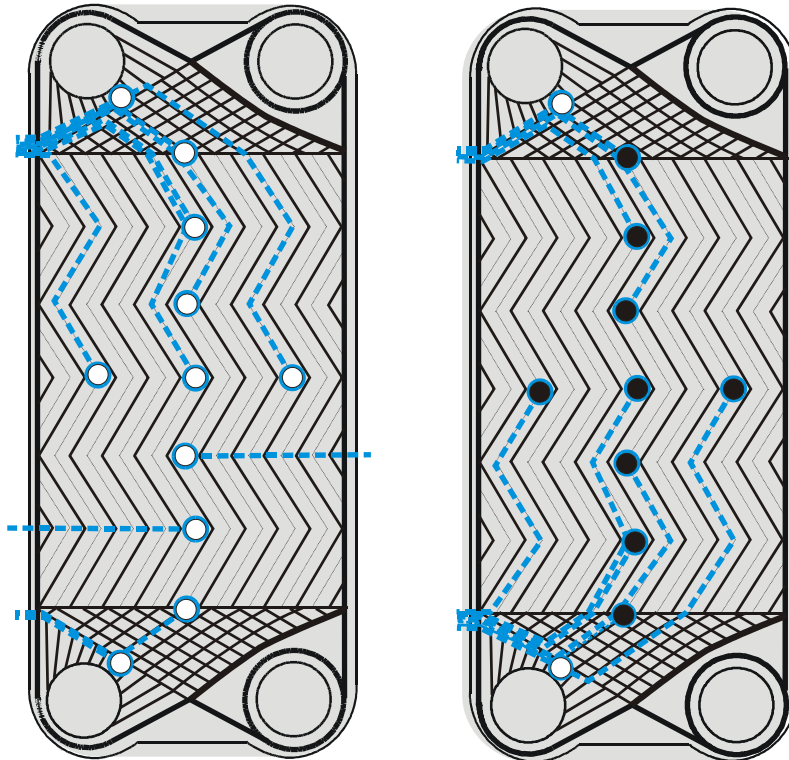
Bei den Messungen wird der Plattenspalt im Gleichstrom vom Kälteträger und Ammoniak von unten nach oben beströmt. Hierbei ergibt Thermoelement Nr. 2 exakt die gleiche Temperatur an wie Thermoelement Nr. 3. Im Gegensatz dazu ergibt Thermoelement Nr. 1 ca. 1 K weniger an als die beiden anderen Temperaturfühler. Also lässt sich ein relevanter Wärmeleitungsfehler ausschließen und es ist davon auszugehen, dass die Anströmung der Thermoelemente maßgeblich entscheidend für die exakte Ermittlung der Fluidtemperatur ist.

Aus den Ergebnissen der Versuche mit den verschiedenen Anbringungen der Thermoelemente nach Bild 10.5, werden nun die Thermoelemente zur Messung der Fluidtemperatur für eine Gleichstromfahrweise des Verdampfers nach Möglichkeit durch das obere Verteilerdreieck in die Wellenprägung geführt. Die Temperaturfühler haben eine Länge von 1 m, so dass die drei unteren Messpunkte mit einer Durchführung von oben nicht erreicht werden können. Somit bietet sich nur der Kompromiss an, dass zwei Thermoelemente über das Wellenfeld geführt werden, wie schon im Bild 10.4 (links) dargestellt ist. Es wird davon ausgegangen, dass eine messbare Beeinflussung der Strömung durch nur zwei über die Wellenberge geführte Thermoelemente nicht stattfindet, da beide lediglich einen Durchmesser von 0,5 mm haben. Bei der untersten Fluid-Temperaturmessstelle wird das Thermoelement durch das untere Einlaufdreieck geführt und die Spitze des Thermoelementes zurück in die Strömung gebogen. Diese Anordnung kann nur im Einlaufdreieck vollzogen werden, da hier die Wellentäler der Prägung deutlich breiter sind, als im Wellenfeld. Die sich aus den geometrischen Gegebenheiten nun ergebende Anordnung der Thermoelemente zur Messung der Fluidtemperatur ist in Bild 10.6 (links) dargestellt. In Bild 10.6 (rechts) ist die Anordnung der Thermoelemente zur Messung der Wandtemperatur dargestellt. Da in diesem Strömungskanal die Temperatur der Plattenwand während der Verdampfung gemessen wird, ist es egal von welcher Seite das Thermoelement vom Kälteträger beströmt wird.

Die Thermoelemente zur Messung der Ein- und Austrittstemperaturen des Strömungskanals werden einbaubedingt von der Seite angeströmt. Ein Foto zur Lage dieser Thermoelemente im Einlaufbereich der Platte zeigt Bild 10.2. Obwohl das Thermoelement nicht direkt von vorne angeströmt wird, ist die gemessene Temperatur genau. Diese Genauigkeit kann damit untermauert werden, dass die Temperatur, die beim Gleichstrom im Eintritt vom Thermoelement gemessen wird, sich nicht von der gemessenen Temperatur des PT100 Widerstandsthermometers nur im Rahmen der angenommenen Ungenauigkeit unterscheidet. Die Ergebnisse der Messungen



der zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten für die Verdampferplatten vom Typ B werden in den [Kapiteln 11.2 und 11.3](#) vorgestellt.



**Bild 10.6:** Anordnung der Thermolemente beim Plattentyp B

## 10.2 Berechnung und Bilanzierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten

Mit Hilfe der auf der Platte angebrachten Thermolemente lassen sich mit einer Messung bis zu sieben lokal gemessene Wärmeübergangskoeffizienten bestimmen. [Bild 10.7](#) zeigt schematisch die einzelnen Bilanzierungsabschnitte auf der Platte.  $T_{F0}$  stellt hierbei die durch ein PT100 gemessene Eintrittstemperatur des Kälteträgers in den Plattenverdampfer dar.

Die lokale Wärmestromdichte  $\dot{q}_x$ , die vom Kälteträger pro Verdampfungsabschnitt an das Kältemittel übertragen wird, kann mit Hilfe von

$$\dot{q}_x = \frac{\dot{m}_{sp} c_p (T_{F_{x+1}} - T_{F_{x-1}})}{A_x} \quad (10.1)$$

berechnet werden. Hierzu muss die Annahme getroffen werden, dass eine homogene Strömung sowie gleichmäßige Temperaturen vorliegen. In Gl. (10.1) stellt  $\dot{m}_{sp}$  den Massenstrom des Kälteträgers pro Spalt,  $c_p$  die spezifische isobare Wärmekapazität des Kälteträgers und  $A_x$  die gesamte wärmeübertragende Fläche dar. Diese setzt sich aus der projizierten Fläche multipliziert mit dem Flächenvergrößerungsfaktor  $\phi$  (siehe Gl. (2.12)), die sich aus der Wellung der Platte ergibt, zusammen. Die Flächen der Verdampfungsabschnitte 2 bis 6 haben alle die gleiche Größe. Die Bilanzierungsflächen 1 und 7 sind kleiner, da hier die Einlaufdreiecke des Plattenverdampfers (Teilflächen I und VIII) berücksichtigt werden müssen. Die lokalen kälteträgerseitigen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{KT,x}$  berechnen sich zu

$$\alpha_{KT,x} = \frac{\dot{q}_x}{(T_{F_x} - T_{W_x})} \quad (10.2)$$

$T_{W_x}$  ist die an der Messstelle  $x$  gemessene Wandtemperatur. Diese wird als über den Bilanzraum gemittelt angenommen. Um die zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten für die  $\text{NH}_3$ -Seite

bestimmen zu können, müssen zunächst die Wandtemperaturen  $T_{\text{WNH}_3,x}$  auf der Kältemittelseite bestimmt werden. Diese können unter der Annahme eindimensionaler Wärmeleitung durch die Platte mit Hilfe des Fourierschen Wärmeleitgesetzes bestimmt werden zu:

$$T_{\text{WNH}_3,x} = T_{\text{Wx}} - \frac{\dot{q}_{A_x} \cdot A_x}{\lambda_{\text{pl}} \cdot \delta_{\text{pl}}} \quad (10.3)$$

Nach Tabelle 10.1 bildet  $\delta_{\text{pl}}$  die Dicke der Verdampferplatte und  $\lambda_{\text{pl}}$  die Wärmeleitfähigkeit des Plattenmaterials. Der zweiphasige Wärmeübergangskoeffizient ergibt sich zu:

$$\alpha_{\text{NH}_3,x} = \frac{\dot{q}_x}{T_{\text{WNH}_3,x} - T_{\text{NH}_3,x}^s(p_{\text{NH}_3}^s)} \quad (10.4)$$

Die lokale Siedetemperatur  $T_{\text{NH}_3,x}^s$  des Kältemittels wird anhand des Druckverlustes im Plattenapparat berechnet. Die Ein- und Austrittstemperaturen ammoniakseitig werden ebenfalls gemessen, wobei eine eventuelle Überhitzung durch die Drucksensoren bzw. durch die Abweichung vom Sättigungsdruck ermittelt werden. Der lokale Druckverlust bis zur Messstelle  $x$  lässt sich aufgrund des integralen Druckverlustes abschätzen und somit die Siedetemperatur an der Stelle  $x$  bestimmen.

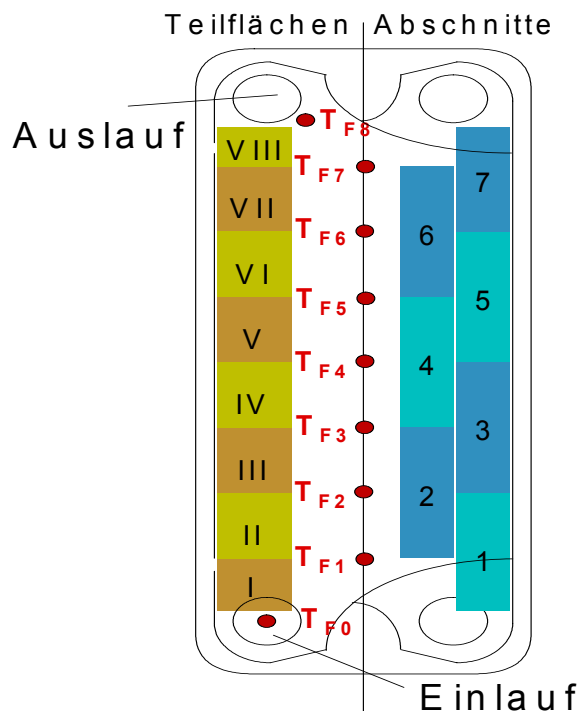


Bild 10.7: Darstellung der einzelnen Bilanzierungsabschnitte auf der Platte

Der lokale Zuwachs an Strömungsmassendampfgehalt  $\Delta \dot{x}$  im Kältemittelspalt wird mit Hilfe einer Energiebilanz durch

$$\Delta \dot{x} = \frac{\dot{q}_x \cdot A_x}{\dot{m}_{\text{NH}_3} \cdot \Delta h_v} \quad (10.5)$$

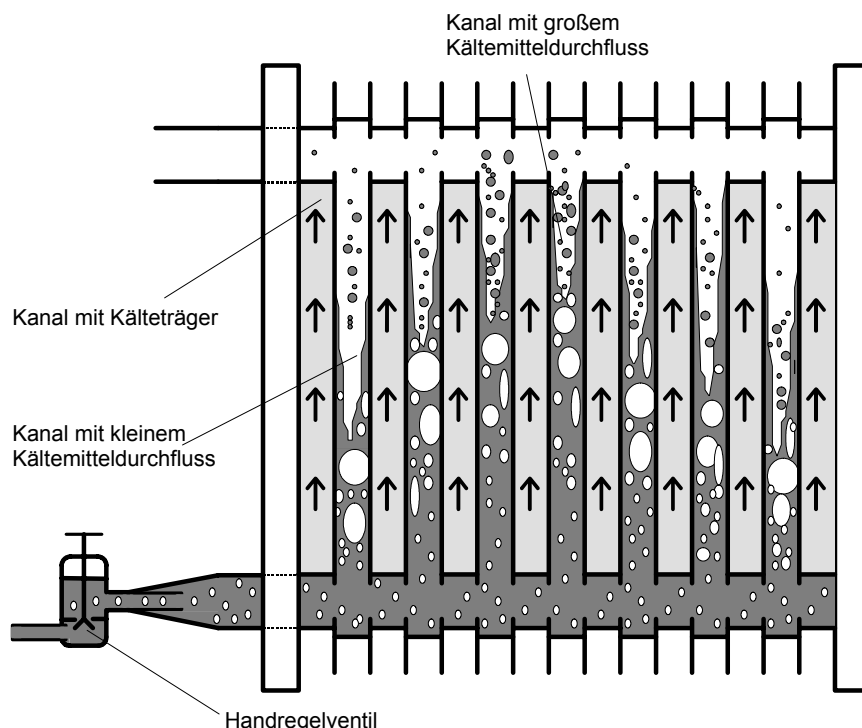
berechnet. Hierbei stellt  $\dot{m}_{\text{NH}_3}$  den Massenstrom Kältemittel pro Spalt dar und  $\Delta h_v$  die Verdampfungsenthalpie des Kältemittels. Der Strömungsmassendampfgehalt wird aufgrund einer verbesserten Konsistenz für die weitere Auswertung mit dem Dampfgehalt des folgenden Abschnittes und des vorangegangenen gemittelt zu  $\dot{x}_m$ . Eine eventuelle Überhitzung der Dampfphase wird aufgrund der hohen Turbulenz und Umlenkung der Strömung nicht berücksichtigt.

## 11 Auswertung der Messungen

Die im Folgenden vorgestellten Messdaten beziehen sich auf eine überflutete Fahrweise des Verdampfers. Die überflutete Verdampfung hat gegenüber der trockenen Expansionsverdampfung den Vorteil, dass alle Spalte im Plattenapparat gleichmäßig vom Kältemittel angeströmt werden. Bei einer Expansionsverdampfung kommt es, insbesondere bei längeren Apparaten mit vielen Platten, zu einer Fehlverteilung, wodurch eine genaue Bilanzierung des Wärmeüberganges nach dem hier verfolgten Verfahren nicht mehr möglich ist (siehe [Kapitel 5.2](#)).

Eine ungleichmäßige Verteilung des Kältemittels zwischen den Verdampferspalten wird durch die am Austritt aus dem Wellenfeld angebrachten Thermoelemente detektiert. Für eine genaue Berechnung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten muss die Temperatur des Kälte-trägers an dieser Stelle für alle Spalte (und somit auch der pro Spalt übertragene Wärmestrom) gleich sein. Lediglich der erste und der letzte Kanal des Plattenpaketes werden nur einseitig vom Kältemittel „gekühlt“, so dass diese in jedem Fall eine höhere Temperatur anzeigen.

Eine gemessene Verteilung des Kältemittels, die typisch bei einer trockenen Verdampfung im Gleichstrom ist, zeigt [Bild 11.1](#). Auffällig ist die Ungleichbestromung der Kältemittelspalte. Der erste Spalt wird aufgrund des Impulses des nach dem Expansionsventil zweiphasig in den Verteilerkanal einströmenden Kältemittels nicht vollständig benetzt. Dagegen gelangt in die dahinter angeordneten Kanäle soviel Kältemittel, dass es erst im Austrittskanal vollständig verdampft und leicht überhitzt den Plattenverdampfer verlässt. Bei Einbau von mehr als vier Verdampferkassetten werden die letzten Verdampferspalte ohne eine Verteileinrichtung nicht mehr vollständig mit Kältemittel beaufschlagt. In diesen Kanälen ist das Kältemittel schon nach kurzer Strecke vollständig verdampft und wird in der restlichen Fläche überhitzt, was einen schlechten Wärmeübergang zur Folge hat.



**Bild 11.1:** Verteilung des Kältemittels in einem langen Plattenapparat bei trockener Verdampfung

Bestätigt werden die im [Bild 11.1](#) dargestellten Beobachtungen in der Veröffentlichung von Krusche und Osthus [42]. Detailliert werden Untersuchungen über die Verteilung des Kältemittels auf die einzelnen Spalte eines Plattenverdampfers dokumentiert. Die Autoren

beschäftigten sich mit einer Systemlösung für den gesamten Regelkreis Expansionsventil–Kältemittelverteilung–Plattenverdampfer. In diesem Zusammenhang berichten sie über die Problematik der Kältemittelverteilung bei unterschiedlichen Bautiefen der Plattenverdampfer. Bei Wärmeübertragern mit kleiner Plattenanzahl erfolgt nach Ansicht der Autoren eine Überversorgung des letzten Kanals mit flüssigem Kältemittel. Als Ursache wird die hohe kinetische Energie der als Freistrahл eintretenden Flüssigkeitsanteile angegeben. Bei Plattenverdampfern mit großer Plattenanzahl kann der als Freistrahл eintretende Kältemittelmassenstrom an den Stegen abgeschält werden. Eine Überversorgung mit Kältemittel tritt in den Untersuchungen von [42] nach ca. 20-30 Platten auf. Insbesondere ist ein Transport des flüssigen Kältemittels zu den hinteren Kanälen nicht gewährleistet. Festgestellt wird weiterhin, dass der Kanal mit dem größten Kältemitteldurchfluss das Regelverhalten des Expansionsventils bestimmt, das heißt nur dieser Kanal wird eigentlich thermostatisch geregelt. Die restlichen Kanäle werden aufgrund einer zu geringen Kältemittelmenge leistungsmäßig nicht voll ausgenutzt.

Nach Wand [78] tritt in gelöteten Plattenverdampfern eine Maldistribution des Kältemittels in den Kanälen erst ab 50 Platten auf. In diesem Fall sollte eine Verteileinrichtung in Form eines Rohres mit je einem Loch pro Plattenspalt vorgesehen werden. Bei weniger als 50 Platten ist es nach Ansicht des Autors ausreichend, eine Einspritzblende zu installieren, um jeden Kanal gleichmäßig mit Kältemittel zu versorgen.

Der Effekt einer Überversorgung der hinteren Verdampferspalte mit Kältemittel tritt in den Messungen der vorliegenden Arbeit schon nach ca. 8 bis 10 Platten auf. In den dahinter liegenden Kanälen ist eine deutliche Abnahme des vom Kältemittel an den Kälte Träger abgegebenen Wärmestromes pro Spalt festzustellen. Dieser Abfall lässt auf eine Unterversorgung dieser Kanäle mit Kältemittel schließen. Weitere Versuche mit nur drei Kältemittelverdampferspalten zeigen, dass eine Ungleichverteilung des Kältemittels im Spalt von 10 bis 20 % bei trockener Fahrweise des Verdampfers auftritt.

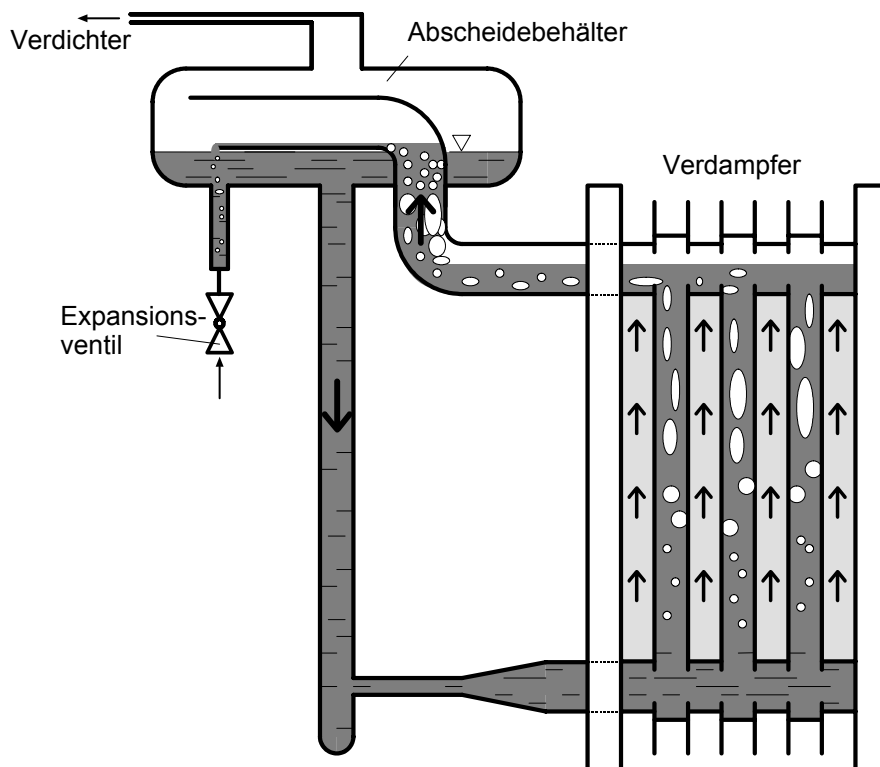


Bild 11.2: Verteilung des Kältemittels bei überfluteter Verdampfung im Naturumlauf

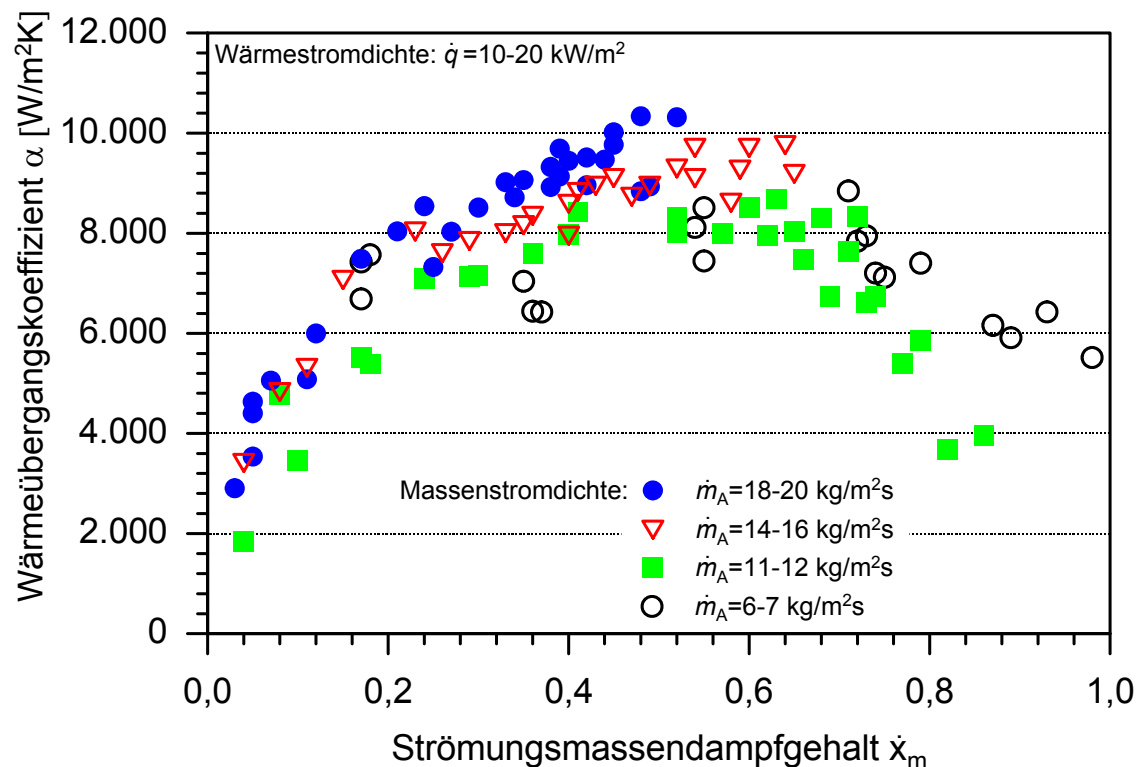
Beim überfluteten Betrieb des Plattenverdampfers im Naturumlauf werden aufgrund des einphasigen Eintritts des Kältemittels in den Plattenspalt alle Kanäle gleichmäßig mit Kältemittel versorgt. So wird in allen Kälte­trägerkanälen der gleiche übertragene Wärmestrom gemessen, mit Ausnahme des ersten und letzten Kanals, die nur einseitig vom Ammoniak gekühlt werden.

In [Bild 11.2](#) ist schematisch die Verteilung des Kältemittels im Verdampfer-Abscheider-System dargestellt. Das Kältemittel wird zweiphasig vom Kondensator über ein handregelbares Ventil in den Abscheidebehälter expandiert. Die flüssige Phase separiert sich und wird über das Fallrohr aufgrund der hydrostatischen Höhe in den Plattenverdampfer gedrückt. Das Kältemittel verdampft nicht vollständig und gelangt zweiphasig erneut in den Abscheidebehälter. Das flüssige Kältemittel wird erneut dem Verdampfer zugeführt, der verdampfte trocken gesättigte Gasanteil wird vom Kompressor abgesaugt.

Die Wandtemperaturen werden in einem anderen Kälte­trägerkanal gemessen als die Fluidtemperaturen des Kälte­trägers (siehe [Kapitel 10.2](#)). Deshalb ist nur bei gleichmäßiger Bestromung der Verdampferkanäle im überfluteten Betrieb die exakte Bilanzierung der Gleichungen zur Berechnung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und Dampfgehalte möglich.

### 11.1 Messungen der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp A

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Messungen der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten auf den Platten vom Typ A in Abhängigkeit vom lokalen Dampfgehalt und der Wärmestromdichte diskutiert. Die Messungen werden mit drei verschiedenen Anzahlen von Platten im Verdampfer durchgeführt. Es werden drei, fünf bzw. sieben Kassetten in den Verdampfer montiert. Mit Hilfe der Zylinderkopfabschaltung des Kompressors und der Regelung des Kälte­trägervolumenstromes kann die Gesamtleistung des Plattenverdampfers variiert werden. Die Siedetemperatur des Kältemittels stellt sich beim Naturumlauf automatisch ein, kann aber geringfügig durch das handregelbare Expansionsventil beeinflusst werden. Für den Plattentyp A sind die Messdaten im [Anhang B.1](#) aufgelistet.



**Bild 11.3:** Gemessene lokale Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom berechneten Strömungsmassendampfgehalt bei Wärmestromdichten zwischen 10 und 20  $\text{kW/m}^2$

In Bild 11.3 sind lokal gemessene Wärmeübergangskoeffizienten über dem berechneten Strömungsmassendampfgehalt dargestellt. Aufgetragen sind die Wärmeübergänge für Massenstromdichten von 6 bis 20  $\text{kg/m}^2\text{s}$  des Kältemittels im Plattenspalt bei Wärmestromdichten von  $\dot{q} = 10$  bis  $20 \text{ W/m}^2$ .

Erwartungsgemäß erhöhen sich die lokalen Wärmeübergänge mit zunehmender Massenstromdichte im Bereich des konvektiven Siedens bei mittleren bis hohen Strömungsmassendampfgehalten. Für kleine Dampfgehalte ( $\dot{x}_m < 0,2$ ), im Bereich des Blasen-siedens, ist eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Massenstrom nicht auszumachen. In diesem Bereich ist der Wärmeübergangskoeffizient proportional der Wärmestromdichte  $\dot{q}$ , die für alle Messungen im Einlaufbereich des Plattensieders ca.  $20 \text{ kW/m}^2$  beträgt. Ein vollständiges Verdampfen und die damit eingehende Verschlechterung des Wärmeübergangskoeffizienten ist nur bei niedrigen Massenstromdichten und bei Dampfgehalten ab  $\dot{x}_m > 0,7$  zu beobachten. Bei hohen Massenstromdichten von  $18\text{-}20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  werden Wärmeübergangskoeffizienten von über  $10,5 \text{ kW/m}^2\text{K}$  erreicht. Die Dampfgehalte liegen in diesem Bereich um  $0,5$ . Für Massenstromdichten von  $14\text{-}16 \text{ kg/m}^2\text{s}$  werden maximale Wärmeübergangskoeffizienten von  $10 \text{ kW/m}^2\text{K}$  bei Dampfgehalten zwischen  $0,55$  und  $0,65$  gemessen.

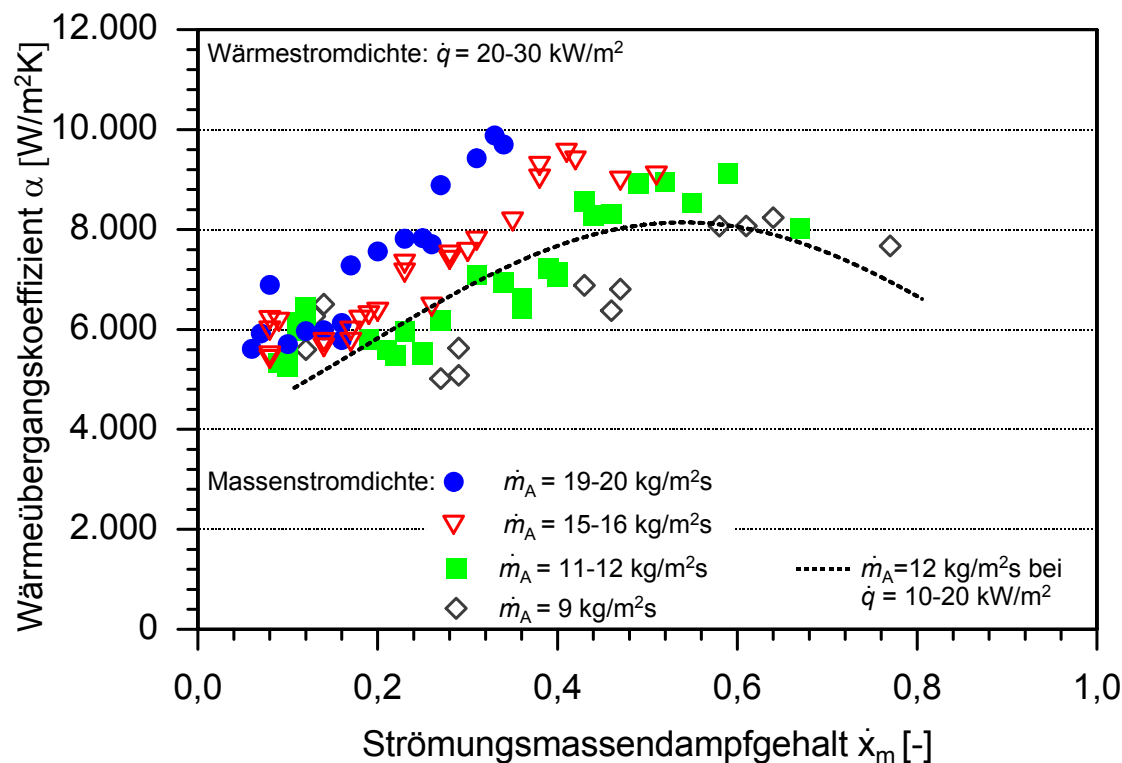


Bild 11.4: Gemessene lokale Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Strömungsmassendampfgehalt bei Wärmestromdichten zwischen  $20$  und  $30 \text{ kW/m}^2$

Gemessene lokale Wärmeübergangskoeffizienten bei hohen Wärmestromdichten zwischen  $20$  bis  $30 \text{ kW/m}^2$  sind im Bild 11.4 dargestellt. Als Abszisse wird erneut der lokal bilanzierte Strömungsmassendampfgehalt  $\dot{x}_m$  verwendet. Die Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Massenstromdichte für Dampfgehalte  $\dot{x} > 0,2$  wird auch in Bild 11.4 gut verdeutlicht. Im Bereich des Blasen-siedens für kleine Dampfgehalte ( $\dot{x}_m < 0,2$ ) liegen die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für alle Massenstromdichten um  $\alpha = 6000 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Im Gegensatz zu kleineren Wärmestromdichten, wie bei den Messungen in Bild 11.3, steigt der Wärmeübergang nicht mit zunehmendem Strömungsmassendampfgehalt, sondern ist konstant.

Zum Vergleich ist in Bild 11.4 die Kurve für eine Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 12 \text{ kg/m}^2\text{s}$  bei Wärmestromdichten von  $\dot{q} = 10$  bis  $20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  aus Bild 11.3 eingetragen.

In Bild 11.3 und Bild 11.4 wird keine Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte ersichtlich. Lediglich der Bereich, in dem die Wärmestromdichten liegen, ist angegeben. Aus diesem Grund werden in Bild 11.5 die Wärmeübergangskoeffizienten über der Wärmestromdichte aufgetragen. Für die Daten wird der Strömungsmassendampfgehalt in dieser Darstellungsweise jedoch nicht mehr ersichtlich. Es ergeben sich zwei Bereiche des Siedens: für kleine bis mittlere Dampfgehalte (Abhängig von der Massenstromdichte) liegen die Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich des Blasensiedens. Die Wärmestromdichten reichen für die Daten der beiden in Bild 11.5 dargestellten Massenstromdichten ( $\dot{m}_A = 10$  und  $18 \text{ kg/m}^2\text{s}$ ) von  $\dot{q} = 20$  bis  $30 \text{ kW/m}^2$  im Bereich des Blasensiedens. Das konvektive Sieden erstreckt sich von mittleren bis hin zu großen Dampfgehalten. Die Wärmestromdichte schwankt zwischen  $\dot{q} = 10$  und  $25 \text{ kW/m}^2$ .

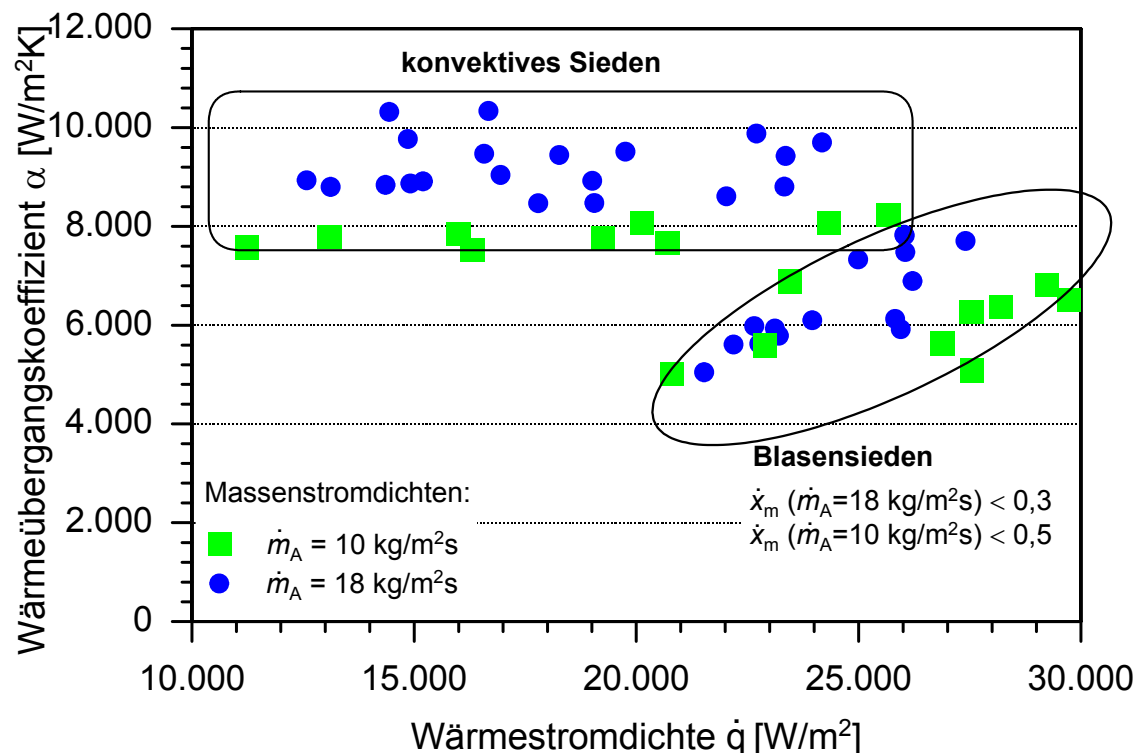


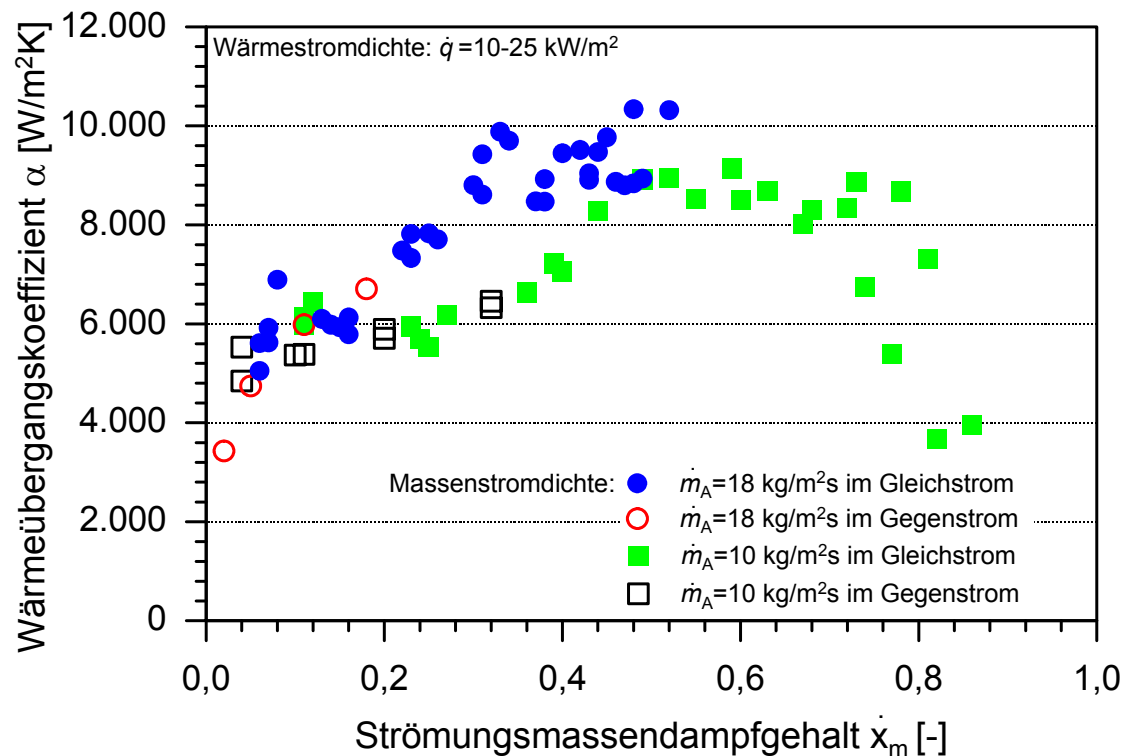
Bild 11.5: Wärmeübergangskoeffizienten über der Wärmestromdichte aufgetragen

Das konvektive Sieden unterscheidet sich vom Blasensieden durch die Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte. Im Bereich des Blasensiedens steigen die Wärmeübergangskoeffizienten mit zunehmender Wärmestromdichte an, während im Bereich des konvektiven Siedens keine Abhängigkeit erkennbar ist. Beim konvektiven Sieden ergeben sich mit zunehmender Massenstromdichte höhere Wärmeübergangskoeffizienten. Dieser Zusammenhang ist für das Blasensieden nicht ersichtlich.

Im Bild 11.6 sind für zwei verschiedene Massenstromdichten die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei Gleich- und Gegenstrom über dem Dampfgehalt aufgetragen. Beim Gegenstrom wird der Kälteflüssigkeit von oben nach unten durch den Verdampfer geführt, während das Kältemittel unten in den Apparat eingeführt wird und aufwärts im Plattenspalt verdampft. Die Wärmeübergangskoeffizienten sollten sich durch die Betriebsweise des Verdampfers nicht unterscheiden, sondern lediglich der Verlauf der Wärmestromdichten im Plattenspalt vom Ein- zum Austritt ändert sich. So sind im Gleichstrom die Wärmestromdichten beim Eintritt in den Verdampfer am höchsten und nehmen mit zunehmender Verdampfungsstrecke ab. Dies liegt an

der abnehmenden Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Kälteträger während der Verdampfung. Beim Gegenstrom ist die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden oben im Plattenapparat beim Eintritt des Kälteträgers am größten. Die Temperaturdifferenz nimmt nach unten hin ab, da sich der Kälteträger abkühlt. Die Verdampfungstemperatur des Kältemittels sinkt aufgrund des Druckverlustes im Plattenspalt lediglich um ca. 0,5 K.

Die Messungen im [Bild 11.6](#) werden bei Wärmestromdichten von  $\dot{q} = 10$  bis  $25 \text{ kW/m}^2$  durchgeführt, die Massenstromdichte variiert zwischen  $\dot{m}_A = 10$  und  $18 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Die Dampfgehalte bei den Messungen im Gegenstrom variieren von  $\dot{x}_m = 0$  bis  $0,2$  für Massenstromdichten von  $\dot{m}_A = 18 \text{ kg/m}^2\text{s}$  bzw.  $\dot{x}_m = 0$  bis  $0,38$  für  $\dot{m}_A = 10 \text{ kg/m}^2\text{s}$ . Der Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten im Gleichstrom entspricht exakt dem vom Gegenstrom. Eine Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Strömungsführung ist somit nicht auszumachen. Wärmeübergangskoeffizienten bei sehr kleinen Dampfgehalten lassen sich durch den Gegenstrombetrieb des Verdampfers bestimmen. Dies liegt an der geringeren Temperaturdifferenz zwischen Kältemittel und Kälteträger im unteren Teil des Verdampfers, wodurch die Blasenbildung der Verdampfung behindert wird.



[Bild 11.6](#): Vergleich von Wärmeübergangskoeffizienten im Gleich- sowie im Gegenstrom

Basierend auf der Methodik der Gauß'schen Fehlerfortpflanzung [58] wird für die durchgeführten Messungen eine Fehlerabschätzung vorgenommen.

Ergebnisse dieser Fehleranalyse für die bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten sind in [Bild 11.7](#) dargestellt. Die Wärmeübergangskoeffizienten für eine Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 16 \text{ kg/m}^2\text{s}$  bei Wärmestromdichten zwischen  $10$  und  $20 \text{ kW/m}^2$  sind über dem Strömungsmassendampfgehalt aufgetragen. Die dargestellten Fehlerbalken an den Messpunkten entsprechen der einfachen empirischen Standardabweichung  $\pm 1 \sigma$ . Die berücksichtigten Messunsicherheiten beruhen auf eigenen Kalibriermessungen und auf Herstellerangaben. Für die komplette Messkette der PT100-Widerstandsthermometer werden Messunsicherheiten von  $u = 0,1 \text{ K}$ , für Thermoelemente  $u = 0,4 \text{ K}$ , für die Drucksensoren  $1 \%$  des jeweiligen Messwerts und für die Durchflussmesser ein relativer Wert von  $2 \%$  verwendet. Im Gleichstrombetrieb steigen die abgeschätzten Messfehler mit zunehmendem Dampfgehalt von  $5-10 \%$  bei  $\dot{x}_m = 0,05$  bis auf



Werte von 10-15 % bei den Strömungsmassendampfgehalten im Austritt des Verdampfers. Dieser Anstieg des Messfehlers ist im Wesentlichen auf die abnehmende Temperaturdifferenz zwischen Kälte-träger und -mittel mit zunehmendem Verdampfungsfortschritt zurückzuführen (siehe [Bild 11.7 rechts](#)). Im Bereich geringerer Temperaturdifferenzen ist der absolute, konstante Temperaturmessfehler von größerer Auswirkung auf den relativen Messfehler des Wärmeübergangskoeffizienten.

Alle Werte können innerhalb der Bandbreite des abgeschätzten Fehlers durch eine einfache Ausgleichsfunktion wiedergegeben werden. Dieses deutet auf eine eher konservative Abschätzung der auftretenden Fehler hin, da mit dem zugrunde gelegten Vertrauensintervall von  $\pm 1 \sigma$  statistisch nur ein deutlich geringerer Anteil (67%) der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten abgedeckt sein muss.

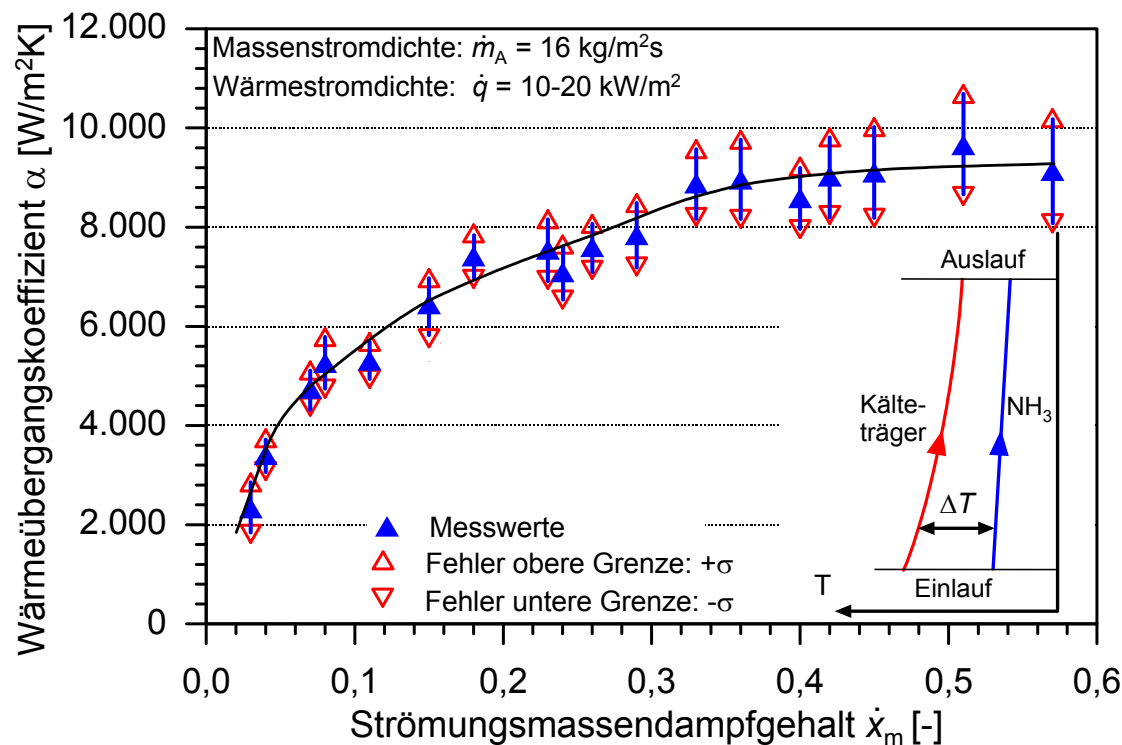


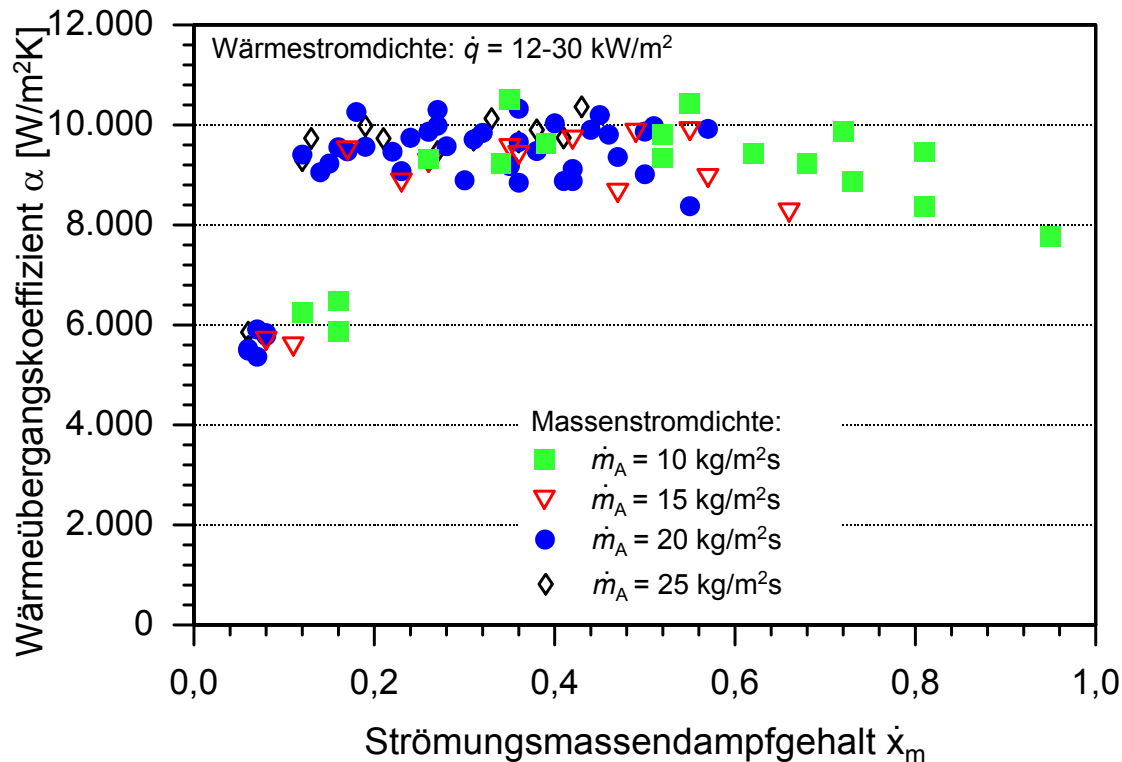
Bild 11.7: Fehlerabschätzung gemessener Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp A

## 11.2 Messungen der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp B

Für die Messung der Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp B werden aufgrund der veränderten Plattenstruktur gegenüber dem Plattentyp A höhere zweiphasige Wärmeübergangskoeffizienten im Kältemittelspalt erwartet. Die Platten vom Typ B haben einen kleineren Prägungswinkel  $\varphi$ , wodurch ein rohrähnliches Profil durch die vertikale Wellung der Platte entsteht (siehe [Bild 10.1 rechts](#)). Die im Folgenden vorgestellten Messdaten beziehen sich alle auf eine überflutete Betriebsweise des Verdampfers im Naturumlauf. Der Verdampfer wird nur im Gleichstrom von Kälte-träger und Kältemittel gefahren, da die im [Kapitel 10.1](#) beschriebenen Probleme beim Einbau der Thermoelemente für den Plattentyp B lediglich eine Anströmrichtung der Thermoelemente zulassen. Außerdem ist nach der Auswertung der Messungen mit den Platten vom Typ A keine Veränderung der Messwerte durch den Gegen- gegenüber dem Gleichstrombetrieb zu erwarten. Die Messdaten für den Plattentyp B befinden sich im [Anhang B.2](#).

Im [Bild 11.8](#) sind für vier unterschiedliche Massenstromdichten die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten über dem Strömungsmassendampfgehalt aufgetragen. Die Wärmestromdichten der Messwerte schwanken zwischen  $\dot{q} = 13$  und  $30 \text{ kW/m}^2$ , wobei die

kleinen Wärmestromdichten am Austritt aus dem Verdampferspalt gemessen werden. Deutlich zeichnen sich zwei Bereiche des Siedens ab. Im Einlaufbereich bei kleinen Strömungsmassendampfgehalten werden für alle Massenstromdichten kleinere Wärmeübergangskoeffizienten um  $\alpha = 6000 \text{ W/m}^2\text{K}$  gemessen als für den übrigen Bereich der Platte. Noch deutlicher als bei den Platten vom Typ A ist der Blasensiedebereich vom Bereich des konvektiven Siedens abgegrenzt. Die Messdaten vollziehen einen Sprung zwischen den beiden Siedebereichen und es gibt keinen Übergangsbereich. Bei fortgeschrittener Verdampfung haben die Wärmeübergangskoeffizienten annähernd konstante Werte, trotz verändertem Strömungsmassendampfgehalt.



**Bild 11.8:** Vergleich der Wärmeübergangskoeffizienten beim Plattentyp B für vier verschiedene Massenstromdichten

Gegenüber den Messungen mit dem Plattentyp A ist keine Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Massenstromdichte  $\dot{m}_A$  zu erkennen. Es kann lediglich festgestellt werden, dass mit zunehmendem Massenstrom das Strömungssieden bei niedrigeren Dampfgehalten beginnt. Da sieben Bilanzräume für die Plattenauflänge zur Verfügung stehen, muss der örtliche Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten detailliert interpretiert werden.

Für die Verdampferplatten vom Typ B wird analog zu [Bild 11.7](#) in [Bild 11.9](#) eine Fehlerabschätzung für die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei Massenstromdichten von  $\dot{m}_A = 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$  vollzogen. Es werden die gleichen Messunsicherheiten für die einzelnen Teile der Messkette angenommen wie für die Platten vom Typ A in [Kapitel 11.1](#). Im Gleichstrombetrieb steigen die abgeschätzten Messfehler mit zunehmendem Dampfgehalt von ca. 10 % bei  $\dot{x}_m = 0,05$  bis auf Werte von über 20 % bei den Strömungsmassendampfgehalten im Austritt des Verdampfers. Fast alle Werte liegen in der Bandbreite dieser Fehlerabschätzung, jedoch ist die Streuung der Messwerte gegenüber der Verdampferplatte vom Typ A deutlich gestiegen. Die Ausgleichskurve gibt aber im Bereich des konvektiven Siedens die Messdaten gut wieder. Der abrupte Übergang vom Blasens- zum konvektiven Sieden kann aber aufgrund mangelnder Messdaten nur approximiert werden.

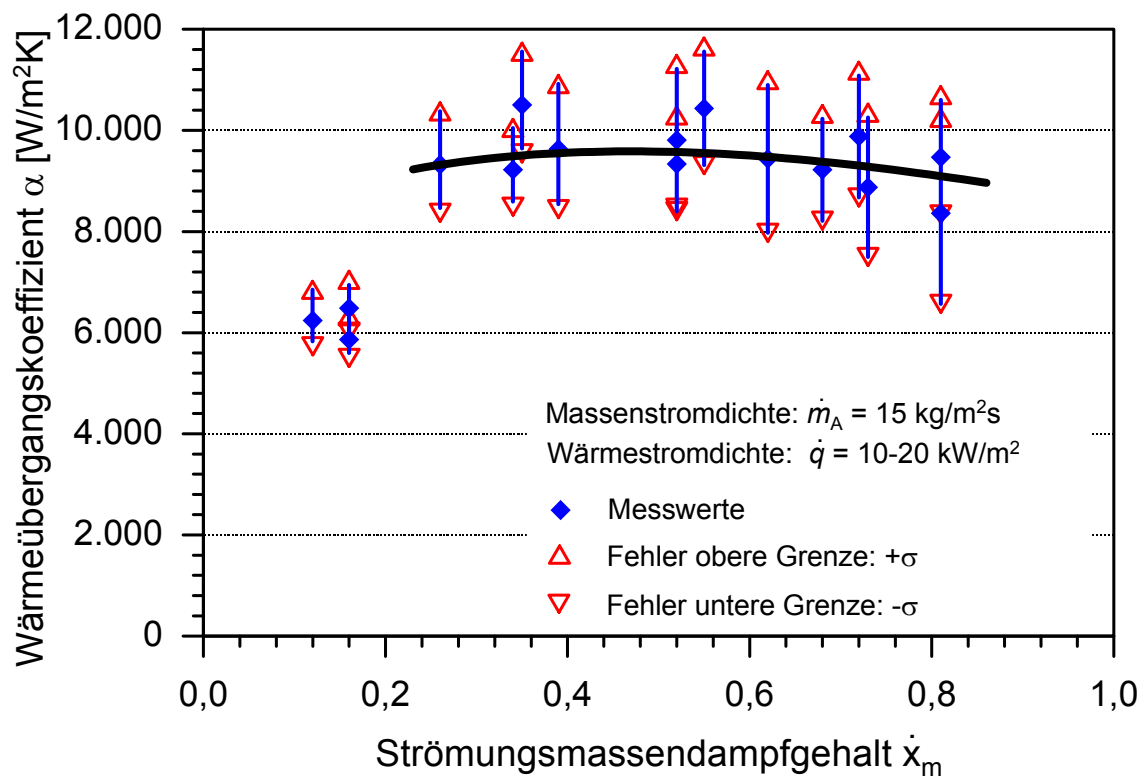


Bild 11.9: Fehlerabschätzung gemessener Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp B

### 11.3 Vergleich der gemessenen lokalen Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp A und B

Im Folgenden werden die Messungen der Wärmeübergangskoeffizienten für beide Verdampferplattenarten verglichen. Wie schon in den Kapiteln 11.1 und 11.2 beschrieben, sind die zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten vom Typ B höher als die vom Typ A. Dies liegt an dem kleineren Prägungswinkel  $\varphi$  der Platten, der die Verdampfung begünstigt. Allerdings bewirkt das rohrähnliche Wellenmuster vom Typ B anscheinend auch eine ungleichmäßigere Verdampfung, da die Wärmeübergangskoeffizienten eine größere Streuung aufweisen als beim Plattentyp A. Die Messungen vom Plattentyp B zeigen weiterhin keine Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten vom Massenstrom, während beim Plattentyp A mit erhöhter Belastung auch die Wärmeübergangskoeffizienten ansteigen.

In Bild 11.10 werden die Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 10$  bzw.  $11 \text{ kg/m}^2\text{s}$  der beiden Verdampferplatten verglichen. Die Wärmestromdichte beträgt für alle Messungen zwischen  $13$  und  $30 \text{ kW/m}^2$ . Alle Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp B sind bei dieser Belastung größer als vom Plattentyp A. Maximale Wärmeübergangskoeffizienten liegen über  $10,5 \text{ kW/m}^2\text{K}$  für die Verdampferplatten vom Typ B, während für die anderen Platten die Wärmeübergänge maximal  $8,5 \text{ kW/m}^2\text{K}$  erreichen.

Ein deutlicher Abfall der Wärmeübergangskoeffizienten bei Dampfgehalten über  $\dot{x}_m = 0,7$  ist nur bei den Platten vom Typ A zu erkennen. Bei den anderen Verdampferplatten ist der Rückgang aufgrund der Austrocknung des Kältemittels an der Plattenwand nicht so signifikant.

Bei einer Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$  werden die Wärmeübergangskoeffizienten für beide Plattentypen in Bild 11.11 verglichen. Die Wärmestromdichten variieren zwischen  $\dot{q} = 15$  bis  $32 \text{ kW/m}^2$ . Bis zu Dampfgehalten von  $\dot{x}_m = 0,5$  werden für die Platten mit senkrechtem Wellenmuster (Typ B), wie auch bei den Messungen mit einer Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 10$

kg/m<sup>2</sup>s (siehe Bild 11.10), höhere Wärmeübergangskoeffizienten gemessen als für den Plattentyp A.

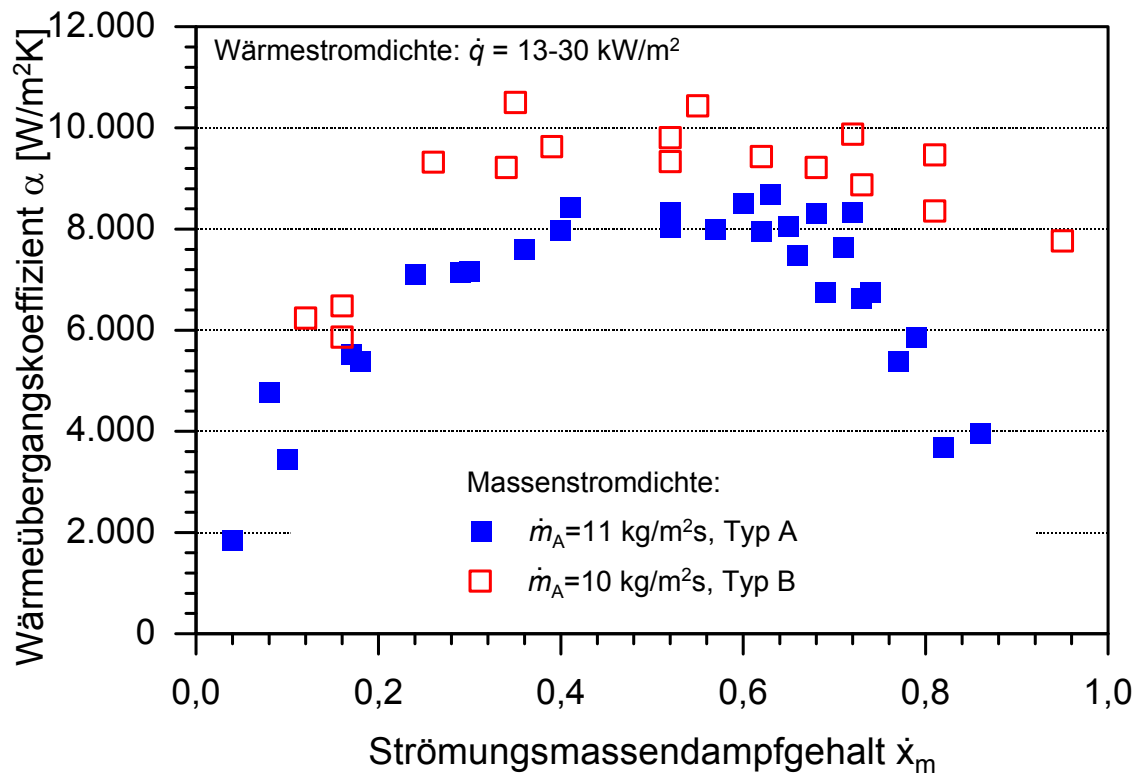


Bild 11.10: Vergleich der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 10 \text{ kg/m}^2\text{s}$  für beide Plattentypen

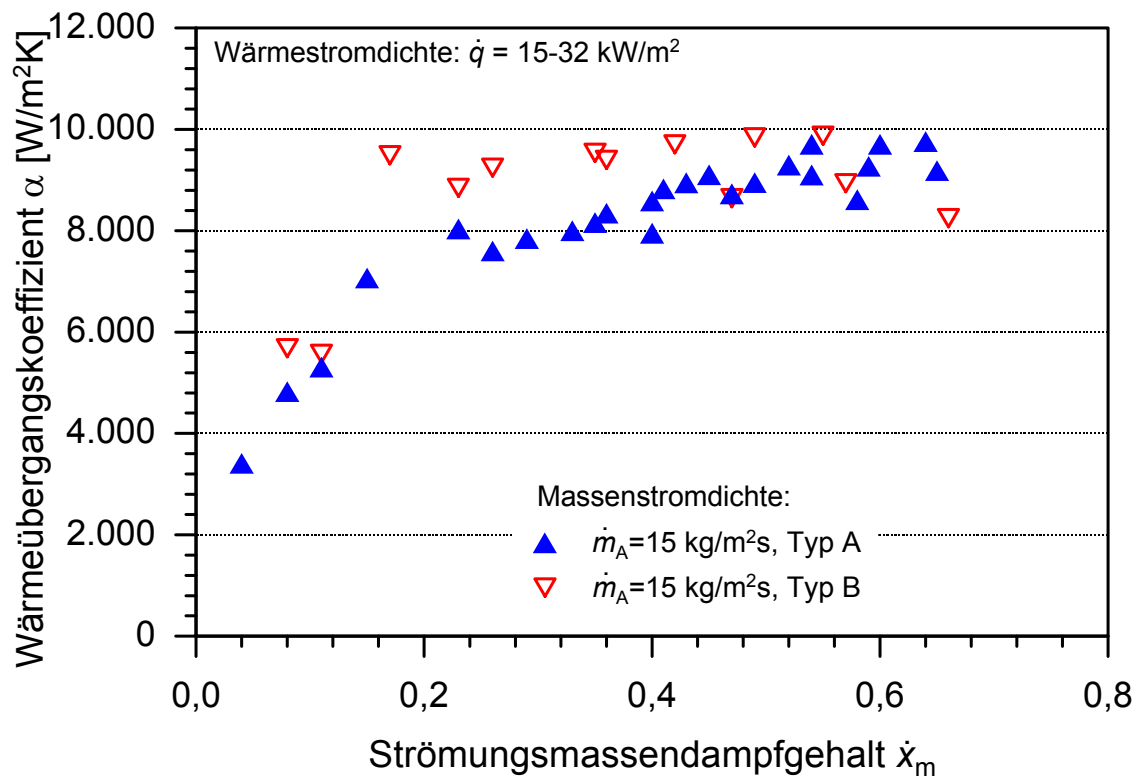


Bild 11.11: Vergleich der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 15 \text{ kg/m}^2\text{s}$  für beide Plattentypen

Für die Wärmeübergänge vom Plattentyp A ist im Bereich des Strömungssiedens ein deutlicherer Anstieg zu verzeichnen als für den Plattentyp B. So steigen die Wärmeübergänge von  $8 \text{ kW/m}^2\text{s}$  bei Dampfgehalten von  $\dot{x}_m = 0,2$  bis auf  $9,5 \text{ kW/m}^2\text{s}$  bei Dampfgehalten von  $\dot{x}_m = 0,55$ . Sie werden praktisch gleich groß wie die Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp B, die nicht so auffällig mit zunehmendem Dampfgehalt ansteigen.

Der gleiche Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten ist auch im Bild 11.12 zu sehen. In Bild 11.12 werden gemessene Wärmeübergangskoeffizienten mit Massenstromdichten von  $\dot{m}_A = 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  bei Wärmeströmen von  $\dot{q} = 15$  bis  $30 \text{ kW/m}^2$  dargestellt. Beide Verdampferplatten erreichen ab einem Dampfgehalt von ca.  $\dot{x}_m = 0,4$  gleich große Wärmeübergänge. Die Wärmeübergangskoeffizienten vom Plattentyp B haben im Bereich des Strömungssiedens schon ab Dampfgehalten von  $\dot{x}_m = 0,1$  einen Wert von über  $10 \text{ kW/m}^2\text{K}$ . Sie bleiben aber mit zunehmendem Strömungsmassendampfgehalt gleich groß, während die Wärmeübergänge mit dem Verdampferprofil A von niedrigerem Niveau auch auf  $\alpha = 10 \text{ kW/m}^2\text{K}$  ansteigen.

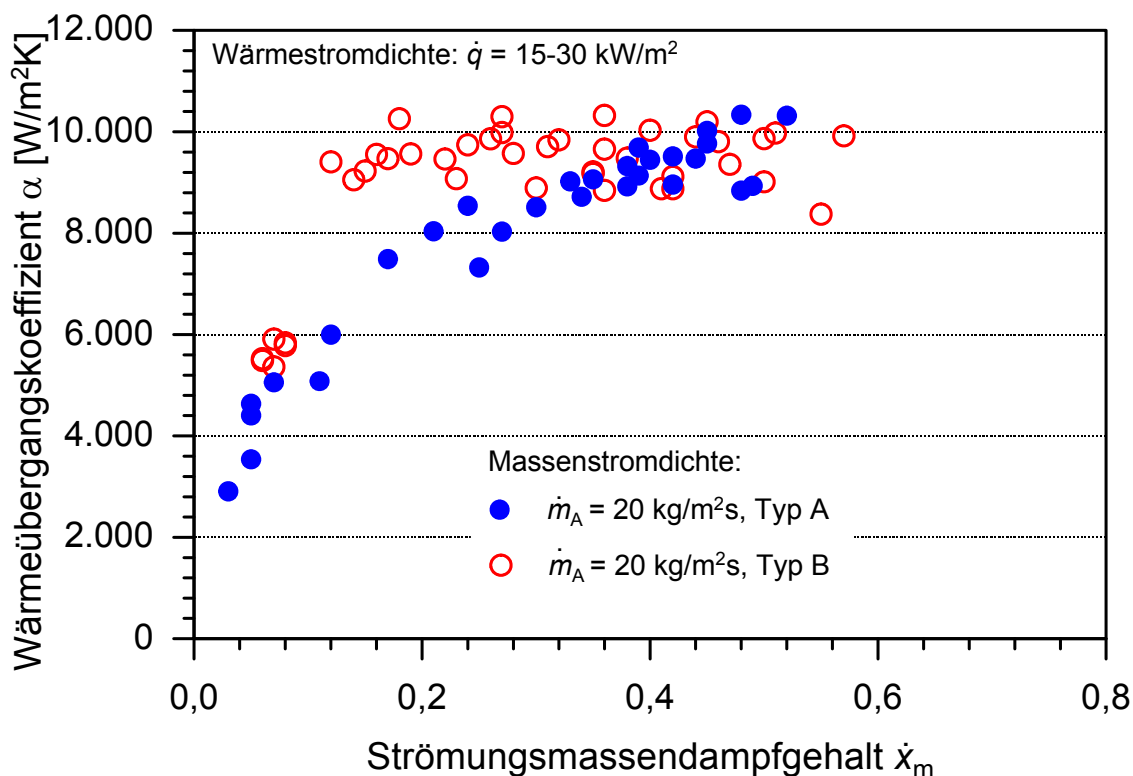


Bild 11.12: Vergleich der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  für beide Plattentypen

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass ein kleiner Prägungswinkel  $\varphi$  die Verdampfung von Ammoniak in Platten begünstigt und höhere Wärmeübergangskoeffizienten gemessen werden. Dagegen sind die einphasigen Wärmeübergänge auf der Kälteträgerseite erheblich schlechter. Da der Wärmedurchgang  $k$  einer Platte sich aus dem reziproken Wert des einphasigen und des zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  zusammensetzt, haben die Platten vom Typ A insgesamt einen höheren Wärmedurchgang zu verzeichnen.

Besonders zu Beginn des konvektiven Siedens (bei kleinen Dampfgehalten) sind die Wärmeübergänge mit dem Plattentyp B erheblich besser. Sie nähern sich aber, je nach Massenstromdichte, den Wärmeübergangskoeffizienten vom Typ A mit zunehmendem Dampfgehalt an.

## 11.4 Vergleich gemessener Wärmeübergangskoeffizienten mit Korrelationen

Ein Vergleich von experimentell gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Massendstromdichte von  $\dot{m}_A = 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  mit zwei häufig zur Auslegung von Plattenverdampfern verwendeten Korrelationen ist in Bild 11.13 dargestellt. Verglichen werden die Messwerte, die mit dem Plattentyp A bestimmt wurden, mit der Korrelation von Steiner [64] für das Strömungssieden in senkrechten Rohren und mit der Korrelation von Danilova et al. [19] für das Blasensieden in Plattenverdampfern. Danilova hat den Wärmeübergang beim Sieden von Kältemitteln für unterschiedliche Plattengeometrien untersucht.

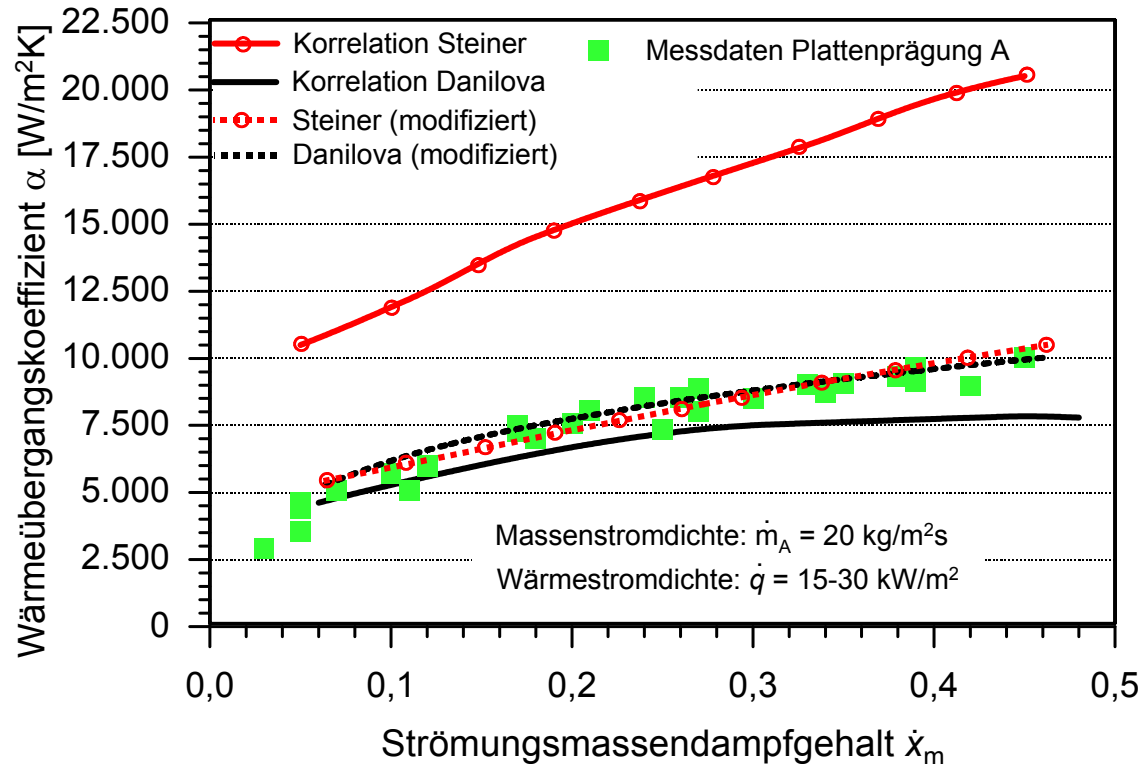


Bild 11.13: Vergleich und Anpassung von zwei Korrelationen mit gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für den Plattentyp A

Bei der Steiner-Korrelation wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{G,0}$  bzw.  $\alpha_{L,0}$  mit Gl. (2.6) für den einphasig durchströmten Plattenwärmeübertrager bestimmt. Der hierbei zugrunde gelegte hydraulische Durchmesser  $d_h$  berechnet sich gemäß Gl. (2.11) nach Martin [49].

In allen Bereichen der Verdampfung zeigt die Korrelation von Steiner [64] eine systematische Abweichung von ca. 100 % gegenüber den Messdaten. Diese Diskrepanz ist sicherlich auf die stark unterschiedliche Geometrie eines glatten Verdampferrohres gegenüber einem Plattenspalt mit profilierter Oberfläche zurückzuführen. Der Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten über dem Strömungsmassendampfgehalt wird aber sehr gut durch die Korrelation wiedergegeben.

Die auf eigenen Messungen an Plattenverdampfern basierende Korrelation von Danilova [19] weist im Bereich kleiner Strömungsmassendampfgehalte eine gute Übereinstimmung auf. Mit zunehmendem Dampfgehalt werden die Abweichungen hingegen größer. Bei den gemessenen Dampfgehalten von  $\dot{x}_m = 0,45$  beträgt die Abweichung ca. 20 %. Die Korrelation von Danilova ist für den Bereich des Blasensiedens vorgesehen, obwohl sie Anteile des konvektiven Siedens, die sich mit dem Blasensieden überlagern, berücksichtigt. Da die Gleichung zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten aus lediglich drei Kennzahlen mit angepassten Parametern besteht (siehe Gl. (2.27)), können diese für den Bereich des konvektiven Siedens angepasst werden.

Um die beiden Korrelationen für die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten anzupassen, wird für die Korrelation von Steiner [64] ein Dämpfungsfaktor von 0,5 benötigt. Für Gl. (2.33) ergibt sich dann die folgende Modifikation für den Plattentyp A:

$$\alpha = 0,5 \sqrt[3]{\alpha_B^3 + \alpha_K^3} \quad (11.1)$$

Im Bild 11.13 werden mit dieser modifizierten Gleichung die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für den gesamten dargestellten Verdampfungsbereich sehr gut wiedergegeben.

Die Korrelation von Danilova [19] kann nicht durch einen einzigen Anpassungsfaktor angeglichen werden. Die berechneten Werte im Bereich des Blasensiedens stimmen mit den gemessenen nahezu überein, jedoch weichen sie bei höheren Dampfgehalten ab. Die gesamte Gl. (2.27) erhält einen Verstärkungsfaktor von 4,8 statt der gegebenen 4,2 und die Reynolds-Zahl der Gasphase nach Gl. (2.28) erhält den Faktor 1,7, so dass sich für Gl. (2.27)

$$\alpha_B = 4,8(1,7 \text{Re}_G^{0,3}) \text{Bo}^{0,33} \text{Re}_S^{0,2} \frac{\lambda_L}{d_h} \quad (11.2)$$

ergibt. Mit dieser Modifikation werden für die gegebene Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  die gemessenen Wärmeübergänge beim Plattentyp A mit guter Genauigkeit wiedergegeben.

Berechnete Wärmeübergänge mit den modifizierten Korrelationen nach den Gln. (11.1) und (11.2) werden im Bild 11.14 mit gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 12 \text{ kg/m}^2\text{s}$  für den Plattentyp A verglichen.

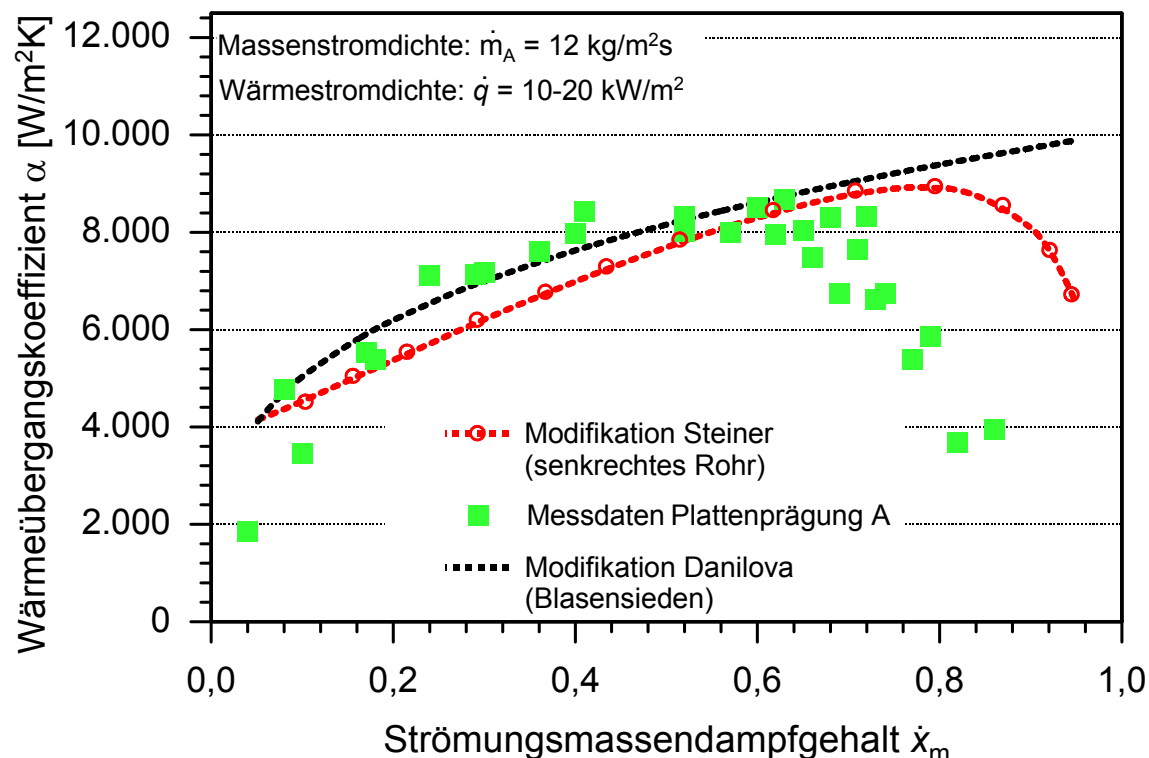


Bild 11.14: Vergleich gemessener Wärmeübergangskoeffizienten mit den modifizierten Korrelationen von Danilova [19] und Steiner [64] für den Plattentyp A

Beide modifizierten Korrelationen geben die Wärmeübergänge für Strömungsmassendampfgehalte bis  $\dot{x}_m = 0,7$  gut wieder, wobei die modifizierte Gleichung nach Danilova vorzuziehen ist. Der Abfall der Wärmeübergänge bei höheren Dampfgehalten, der durch ein Austrocknen der Plattenwand entsteht, wird jedoch von keiner der beiden Kurven nachgebildet.

Lediglich die Korrelation von Steiner [64] gibt einen Abfall der Wärmeübergangskoeffizienten, jedoch bei weit aus höheren Dampfgehalten, wieder.

Ein Vergleich der beiden zitierten Korrelationen nach Danilova [19] und Steiner [64] mit gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für den Plattenprägungstyp B wird im Bild 11.15 angestrebt. In Bild 11.15 sind für eine Massenstromdichte von  $\dot{m}_A = 10 \text{ kg/m}^2\text{s}$  die Wärmeübergangskoeffizienten über dem Strömungsmassendampfgehalt dargestellt. Bei Wärmestromdichten zwischen  $\dot{q} = 15$  bis  $30 \text{ kW/m}^2$  werden die Messungen durchgeführt. Die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten liegen zwischen den beiden Korrelationen, die deutlich voneinander abweichen. Bei kleinen Dampfgehalten im Bereich des Blasensiedens gibt, wie auch bei den Platten vom Typ A (siehe Bild 11.13), erneut die Korrelation von Danilova die gemessenen Wärmeübergänge am besten wieder. Im Bereich des konvektiven Siedens weicht dagegen die Korrelation für das senkrechte Rohr von Steiner lediglich ca. 15 % von den gemessenen Daten ab. Mit den Platten vom Typ A (siehe Bild 11.13) lag die Abweichung noch bei 100 %. Dies ist einerseits auf die rohrähnliche Struktur der Platten vom Typ B zurückzuführen. Andererseits ist der zweiphasige Wärmeübergangskoeffizient im Bereich des konvektiven Siedens nach Steiner [64] in Gl. (2.40) direkt abhängig vom einphasigen Wärmeübergangskoeffizienten des verdampfenden Kältemittels. Dieser ist nach Gl. (2.6) für die Platten vom Typ A mindestens doppelt so hoch, wie der einphasige Wärmeübergangskoeffizient für den Plattentyp B. Wenn man die gesamte Verdampfung im Bild 11.15 betrachtet, wird der Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten, berechnet mit der Korrelation von Steiner, besser wiedergegeben als mit der Korrelation von Danilova. Dies wird vor allem beim Anstieg bzw. Abfall der Wärmeübergangskoeffizienten bei kleinen und bei großen Dampfgehalten deutlich.

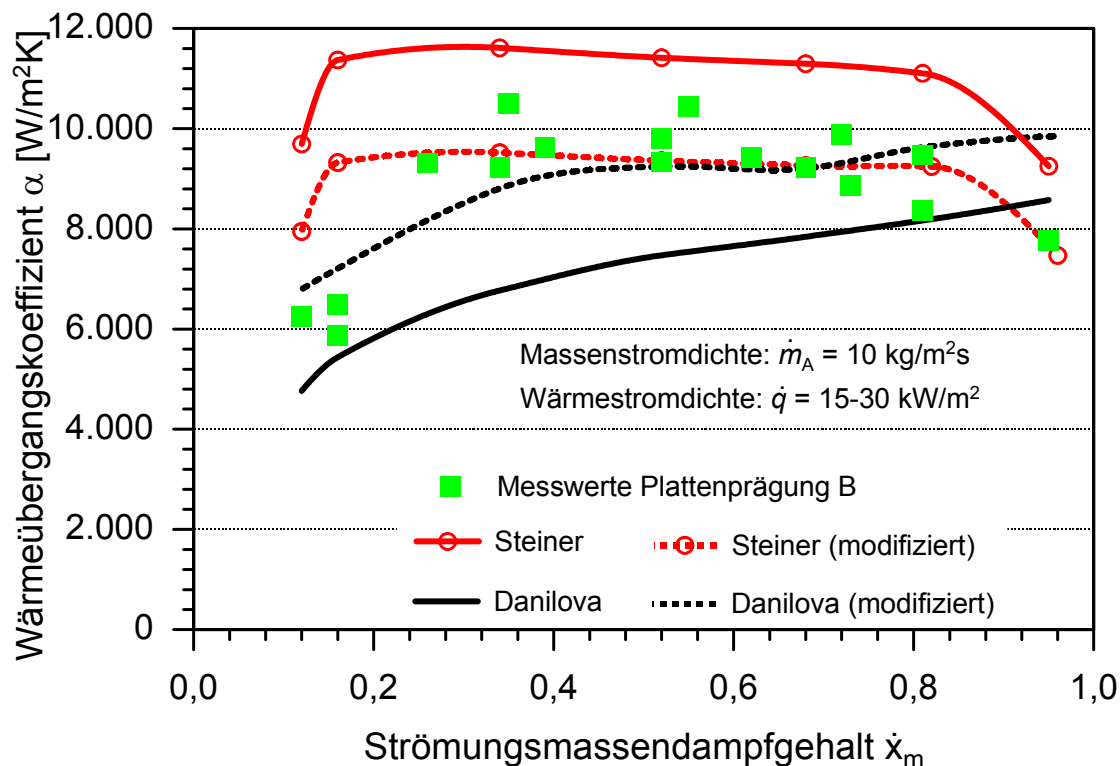


Bild 11.15: Vergleich und Anpassung von zwei Korrelationen mit gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für den Plattentyp B

Um die Korrelation von Steiner [64] für die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für die Plattenprägung B anzupassen, wird ein Dämpfungsfaktor benötigt. Dieser fällt jedoch nicht wie bei der Plattenprägung A (siehe Gl. (11.1)) so signifikant aus, da die Messdaten beim Plattentyp B nur ca. 15% von der Korrelation abweichen. Somit ergibt sich die modifizierte Form der Steiner-Korrelation für den Plattentyp B zu



$$\alpha = 0,85 \sqrt[3]{\alpha_B^3 + \alpha_K^3} . \quad (11.3)$$

Mit Hilfe von Gl. (11.3) wird der Verlauf der gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion des Strömungsmassendampfgehaltes in Bild 11.15 sehr gut wiedergegeben.

Die Anpassung der Korrelation von Danilova [19] für den Plattentyp B erweist sich als schwieriger, da der Verlauf der Wärmeübergänge in weiten Bereichen der Verdampfung nicht mit der Korrelation übereinstimmen. Um Gl. (2.27) wird deshalb folgendermaßen modifiziert:

$$\alpha_B = 4,8 \left(1,2 \operatorname{Re}_G\right)^{0,285} \operatorname{Bo}^{0,33} \operatorname{Re}_S^{0,2} \frac{\lambda_L}{d_h} . \quad (11.4)$$

Durch Gl. (11.4) werden die gemessenen Wärmeübergänge im Bereich des konvektiven Siedens gut bis zu Dampfgehalten von  $\dot{x}_m = 0,8$  gut wiedergegeben. Auch bei kleinen Dampfgehalten liegen die berechneten Werte mit Gl. (11.4) nur leicht über den gemessenen. Mit der Korrelation von Danilova [19] lässt sich jedoch nicht der Abfall der Wärmeübergangskoeffizienten bei hohen Dampfgehalten nachbilden.

Abschließend ist zu sagen, dass die modifizierten Korrelationen die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten für den Plattentyp A und B mit guter Genauigkeit wiedergeben. Für den Plattentyp A ist Gl. (11.2) für weite Bereiche der Verdampfung am genauesten, während für die Plattenprägung B Gl. (11.3) vorzuziehen ist.

## 11.5 Wärmedurchgangskoeffizienten Kondensator

Lokale Wärmeübergangskoeffizienten im Kondensator werden im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht. Es können jedoch die Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  für den gesamten Plattenkondensator mithilfe des Massenstromes des Kälteträgers  $\dot{m}_{KT}$  und der Ein- und Austrittstemperaturen ( $T_{\text{ein}}$ ,  $T_{\text{aus}}$ ) der beiden am Wärmeaustausch beteiligten Fluide bestimmt werden. Der Kondensator ist mit fünf Kassetten bestückt und wird im Gegenstrom von Kälteträger und Kältemittel beströmt. Die Kondensatorkassetten bestehen aus jeweils einer Platte vom Typ A und einer vom Typ B, die miteinander verschweißt sind. Der Wärmedurchgang  $k$  ergibt sich zu

$$k = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta \mathcal{G}_m} \quad (11.5)$$

mit

$$\dot{Q} = \dot{m}_{KT} c_p (T_{KT,aus} - T_{KT,ein}) \quad (11.6)$$

$$\Delta \mathcal{G}_m = \frac{(T_{NH3,ein} - T_{KT,aus}) - (T_{NH3,aus} - T_{KT,ein})}{\log \frac{(T_{NH3,ein} - T_{KT,aus})}{(T_{NH3,aus} - T_{KT,ein})}} . \quad (11.7)$$

$\dot{Q}$  bildet hierbei den übertragenden Wärmestrom,  $A$  die wärmeübertragende Fläche,  $\Delta \mathcal{G}_m$  die logarithmische Temperaturdifferenz für einen im Gegenstrom betriebenen Wärmeübertrager und  $c_p$  die spezifische Wärmekapazität des Kälteträgers.

Im Bild 11.16 sind gemessene Wärmedurchgänge des Plattenkondensators in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte  $\dot{q} = \dot{Q} / A$  dargestellt. Die gemessenen logarithmischen Temperaturdifferenzen liegen aufgrund der sehr hohen Kältemittelintrittstemperatur in den Kondensator zwischen 40 und 55 K.

Im Bereich zwischen einer Wärmestromdichte von  $\dot{q} = 15$  bis  $22 \text{ kW/m}^2$  steigen die Wärmedurchgänge von  $k = 300 \text{ W/m}^2\text{K}$  auf  $500 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Für höhere gemessene Wärmestromdichten von  $\dot{q} = 22$  bis  $27 \text{ W/m}^2$  bleiben die Wärmedurchgänge konstant um  $k = 500 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

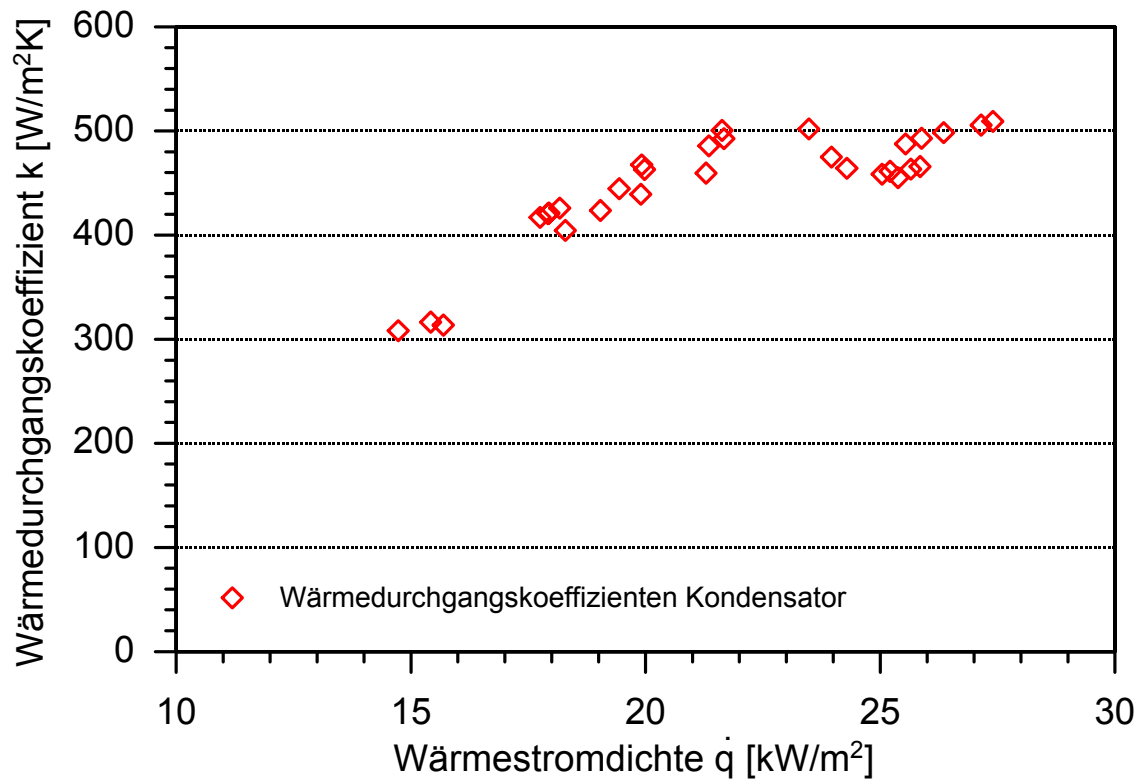


Bild 11.16: Wärmedurchgangskoeffizienten im Kondensator bei unterschiedlichen Belastungen

## 12 Ausblick

Der Wärmeübergang und der Druckverlust in zweiphasig durchströmten Plattenwärmeübertragern ist bis heute kaum untersucht worden. Deshalb wird am Institut für Thermodynamik ein neuer Kältekreis mit einem Plattenverdampfer und einem Plattenkondensator errichtet. Mit der neuen Versuchsanlage können lokale Wärmeübergangskoeffizienten von Ammoniak im Plattenverdampfer mit guter Genauigkeit ermittelt werden. Der Einfluss unterschiedlicher Plattengeometrien auf den Wärmeübergang bei der Verdampfung wird untersucht. Die wenigen vorhandenen Korrelationen [19, 64] werden mithilfe der Messungen auf ihre Genauigkeit geprüft und angepasst. Einflüsse des Verdichteröles sind aufgrund der durchgeführten Untersuchungen (siehe [Kapitel 8](#)) bei den Betriebszuständen, die mit der Anlage gefahren werden, nicht zu erwarten.

Alle Messungen werden mit dem Kältemittel Ammoniak durchgeführt. Messungen mit anderen Kältemitteln würde die vorhandene Datenbasis bei der Verdampfung in Plattenapparaten ausbauen. Die beiden verwendeten Korrelationen von Danilova und Steiner [19, 64] könnten auch für Kältemittel auf FKW-Basis getestet und angepasst werden, so dass das Auslegen von Plattenverdampfern deutlich effizienter gestaltet werden kann.

Der wesentliche Mechanismus beim Sieden, die Aktivierung der Blasen und die Blasengröße, hängen nach [48, 66] entscheidend vom Dampfdruck  $p_s$  ab. Bei niedrigen Sättigungsdrücken entstehen große Blasen aufgrund der veränderten Dichtedifferenz und der Oberflächenspannung der entstehenden Blasen, für die große Heizflächenüberhitzungen benötigt werden [48]. Da die Messungen dieser Arbeit vorwiegend im Naturumlauf durchgeführt werden, ist die Verdampfungstemperatur des Ammoniaks im Plattenapparat durch die geometrischen und thermischen Randbedingungen der Versuchsanlage vorgegeben. Die Verdampfungstemperatur liegt bei den durchgeführten Messungen zwischen  $T_s = -3$  °C und  $+5$  °C ( $p_s = 3,8$  bis  $5,2$  bar). In Zukunft wäre von Interesse, wie sich die Verdampfungstemperatur des Kältemittels bei  $T_s = -20$  °C,  $-10$  °C bzw.  $+10$  °C ( $p_s = 1,9, 2,9$  bzw.  $6,15$  bar) auf den Wärmeübergang auswirkt. Bei der Expansionsverdampfung kann die Verdampfungstemperatur zwar besser variiert werden als beim Naturumlauf, jedoch ergeben sich die in [Kapitel 11](#) beschriebenen Maldistributionen bei der Verteilung des Kältemittels in den Verdampferspalten.

Die Auslegung von Plattenapparaten zur Kondensation ist wie die Auslegung von Plattenverdampfern mit großen Unsicherheiten behaftet, da für diese Anwendung noch weniger Korrelationen zur Verfügung stehen. Auch in den Plattenkondensator lassen sich Thermoelemente anbringen, die die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten messen. Im Kondensator ist die Bilanzierung jedoch nicht so einfach, wie im Verdampfer. Bei der Verdampfung im Naturumlauf, kommt das Kältemittel flüssig bei Siedetemperatur in den Plattenspalt und fängt sofort an zu verdampfen. Das Kältemittel verlässt in der Regel auch zweiphasig den Verdampfer, so dass die gesamte Plattenfläche zur Bilanzierung der Verdampfung herangezogen werden kann.

Dagegen gelangt beim Kondensator das Kältemittel gasförmig stark überhitzt in den Apparat, kondensiert und verlässt schließlich leicht unterkühlt den Plattenapparat. Aufgrund des schlechten Wärmeüberganges bei einphasiger Strömung von Gasen, wird der größte Teil der Kondensatorfläche zunächst zur Abkühlung des Gases genutzt und ein weitaus kleinerer zur Kondensation. Verglichen mit dem Verdampfer ergibt sich für die Bilanzierung der zweiphasigen Kondensation eine relativ kleine Fläche, was zu Messunsicherheiten führt.

Um die Verdampfungstemperatur für den Naturumlauf im Plattenverdampfer in einem weiteren Bereich variieren zu können, ist die Entkoppelung der beiden Kältekreise von Vorteil. Die beiden Kreise sind durch einen gemeinsamen Sammelbehälter miteinander verbunden. So hat der Kälte Träger im Eintritt in den Verdampfer die gleiche Temperatur wie im Eintritt in den Kondensator. Durch die Entkoppelung ließen sich unterschiedliche Temperatur- und

Druckniveaus im Hoch- und Niederdruckteil der Anlage anfahren. Schwierigkeiten würde aber die Temperierung der beiden Kreise erzeugen, da der Kondensator bis zu 150 kW an Wärme abführen muss. Der Kälte-trägerkreis für den Kondensator müsste sehr stark gekühlt und der Kälte-trägerkreis für den Verdampfer müsste beheizt werden, um die Temperaturen in den Kreisen konstant zu halten. Eine einfachere Möglichkeit wäre der Einsatz einer stärkeren Pumpe im Kondensatorkreis (zurzeit nur  $\dot{V} = 90$  l/min) bei weiterhin gekoppelten Kreisläufen, durch die die Kondensationstemperatur gesenkt werden könnte.

Weitere Möglichkeiten die Verdampfungstemperatur zu variieren, wäre eine Erhöhung der Fallhöhe des Abscheidebehälters oder der Einbau eines Hochdruckschwimmer-Reglers, der die Drosselung vom Hoch- zum Niederdruckteil der Anlage anhand der Kondensatmenge regelt.

Die gemessenen Druckverluste des Kältemittels während der Verdampfung im Naturumlaufbetrieb sind alle gleich groß im Rahmen der Messgenauigkeit der Drucksensoren. Dies ist auch nicht verwunderlich, da der nach der Theorie berechnete Druckverlust im Verdampfer bei Naturumlauf auch nicht variieren darf. Der Reibungsdruckverlust addiert sich mit den Druckverlusten im Ein- und Auslauf des Verdampfers zum hydrostatischen Druck, der sich durch die Füllhöhe im Fallrohr des Abscheidebehälters ergibt.

Bei der Expansionsverdampfung hängt der zu messende Druckverlust im gegebenen Plattenverdampfer nach Gl. (2.42) vom Druck, Massenstrom und Strömungsmassendampfgehalt des Kältemittels ab. Für eine genaue Messung dieses zweiphasigen Druckverlustes würde sich die Installation eines Differenzdrucksensors anbieten. Dieser ist weitaus genauer als die Messung des Eintritts- und des Austrittsdruckes durch zwei unabhängig voneinander arbeitende Druckwandler.

In einem weiteren Schritt könnten die Möglichkeiten zur Verbesserung des Wärmeübergangs in Plattenverdampfern durch Beschichtungen der Plattenoberfläche untersucht werden. Beschichtungen in Form von porösen Sinteroberflächen in bzw. an Glattrohren können dort den Wärmeübergangskoeffizienten durch Intensivieren des unterkühlten Siedens und des Blasensiedens um den Faktor 10 erhöhen. Eine ähnliche Verbesserung erhält man mit Mikrorippen zur Verbesserung des konvektiven Anteils. Entsprechende Erkenntnisse über die Verdampfung an beschichteten oder mikrostrukturierten Platten liegen bislang nicht vor.

## Literaturverzeichnis

- [1] *Arnemann, M.*: Methoden zur Bestimmung thermophysikalischer Eigenschaften von Öl-Kältemittel-Gemischen. Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 48, 1993.
- [2] Artikel 1 der Verordnung zur Novellierung der Verordnung zum Schutz vor gefährlichen Stoffen. BGBl I, 1993
- [3] *Avaliani, A.I., G.N. Danilova und N.I. Mimov*: Untersuchung der Anzahl aktiver Keimstellen beim Sieden von Freon-112 und 113. Kholodilnaja Technika, 44/5, 1967, 19–21
- [4] *Baehr, H.D. und K. Stephan*: Wärme- und Stoffübertragung. Springer-Verlag, 1996. 2. Auflage.
- [5] Benutzerhandbuch für Messgerät „Agilent 34970A“; Agilent Technologies, 1999
- [6] *Bock, W.*: Kältemaschinenöl-Kältemittel ”Die Chemie muss stimmen”. In: DKV Tagungsbericht, Band II.2, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, 1996, 119–133
- [7] *Bock, W.*: Kennwerte von Basisflüssigkeiten. Persönliche Mitteilung, Mannheim, 2000.
- [8] *Bothe, A.*: Sicherheitstechnische Anforderungen an Ammoniak-Kälteanlagen. Teil 1 u. 2. In: Die Kälte und Klimatechnik 48, 1995, Nr. 11 u. 12
- [9] *Bothe, A.*: Sicherheitstechnische Anforderungen an Ammoniak-Kälteanlagen. Teil 3-7. In: Die Kälte und Klimatechnik 49, 1996, Nr. 1-5
- [10] *Boyman, T., P. Lochmann und A. Steiner*: Versuche mit Ammoniak-Kälteanlagen für kleine Leistungen mit luftbeaufschlagten Direktexpansionsverdampfern und mit ammoniaklöslichen Ölen. In: DKV Tagungsbericht, Band II.2, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, 1997, 101–118
- [11] *Burke, M.*: Untersuchung thermophysikalischer Eigenschaften von Öl/Kältemittel-Gemischen. Dissertation, Universität Hannover, 1996. Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 52.
- [12] *Burkhardt, J.*: Einfluss der Oberflächenspannung auf den Wärmeübergang beim Blasensieden von Kältemittel R11-Öl-Gemischen. In: DKV-Forschungsbericht Nr. 4. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, 1981.
- [13] *Chaddock, J.B.*: Influence of oil on in-tube refrigerant evaporator performance. In: Heat Transfer in air conditioning and refrigeration equipment, Band 65, ASME Heat Transfer Division, 1986, 33–46
- [14] *Chen, J.C.*: Correlation for pool boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, Ind. Eng. Chem. Process Design Developp. 5, No. 3332, 1966
- [15] *Cogan, P.C.*: Plate Heat Exchangers in Refrigeration, IIR 15<sup>th</sup> Annual Meeting, Vancouver, Canada, 1993
- [16] *Cooper, M.G.*: Saturation nucleate pool boiling: A simple correlation, 1<sup>st</sup> U.K. National Conference on Heat Transfer, vol. 2, pp.. I. Chem. E. Symposium Series No. 86, 1984
- [17] *Cooper, A.; Usher, J.D.*: Heat Exchanger Design Handbook, Kap. 3.7.4-3.7.12, Begell House Inc., 1988, 785-793
- [18] *Cube, Steimle, Lotz, Kunis*: Lehrbuch der Kältetechnik; 4. Auflage, C.F. Müller Verlag, Heidelberg, 1997

- 
- [19] *Danilova, D.N. et al.*: Der Wärmeübergang in Platten verschiedener Geometrie (russ.). Kholodilnaja Technika, 4, 1981, 25–31
- [20] DIN 51503-Teil 1: Schmierstoffe–Kältemaschinenöle: Mindestanforderungen in Abhängigkeit des zu verdichtenden Kältemittels, 1997. Beuth.
- [21] DIN 51519 –ISO-Viskositätsklassifikation für flüssige Industrieschmierstoffe, Beuth, 1991.
- [22] DIN 51563 – Bestimmung des Viskosität-Temperatur-Verhaltens, Beuth, 1976
- [23] DIN ISO 2909 – Mineralölerzeugnisse–Berechnung des Viskositätsindex aus der kinematischen Viskosität, Beuth, 1981
- [24] *Dyundin, V.A.*: Untersuchungen über den Wärmeaustausch beim Sieden von Freon 12 an glatten und berippten Rohren. Kholodilnaja Technika, 11, 1969, 16–22
- [25] *Eckels, S.J., T.M. Doerr und M.B. Pate*: Heat transfer coefficients and pressure drop for R134a and an ester lubricant mixture in a smooth tube and a micro–fin tube: Part I – Evaporation. ASHRAE Transactions, 100(2), 1994, 265–282
- [26] *Engelhorn, H.R., A.M. Reinhart*: Investigation on heat transfer in a plate evaporator, Chem. Eng. Process. 28, 1990, 143-146
- [27] *Feldman, A.* : Ebullition dans des Échangeurs à Plaques et Ailettes Brasées, Rev. Gen. Froid, No. 970, 1997, 35-41
- [28] *Fenghour et al.*: J. Chem Phys Ref Data 24 (1995) 5, 1649-1667
- [29] *Focke, W.W., J. Zachariades u. I. Olivier*: The effect of the corrugation angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. Int. J. Heat Mass Transfer 28, 1985, 1469-79
- [30] Fuchs DEA Schmierstoffe GmbH & Co. KG: Produktinformation Reniso KM32, KS46, KC68, KES100.
- [31] *Gevatter, H.-J.*: Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik. Springer-Verlag, 1999
- [32] *Gorenflo, D.*: Behältersieden. VDI-Wärmeatlas, Abschn. Hab, VDI-Verlag Düsseldorf, 1997
- [33] GUV 19.17: Regeln für Sicherheit und Gesundheitsschutz beim Umgang mit Gefahrstoffen im Hochschulbereich, Bundesverband der Unfallkassen, Ausgabe 1998
- [34] *Hewitt, G.F.*: Heat exchanger design handbook. Begell House Inc., 1998
- [35] Institut für Erdmessung: Örtlicher Schwerewert, Persönliche Mitteilung, Universität Hannover, Institut für Erdmessung, 2002
- [36] ISO 6743: Schmierstoffe, technische Öle und verwandte Produkte– Teil 3: Familie D (Kompressoren), Beuth, 1988
- [37] *Jamal, Pichlik*: LabVIEW®-Programmiersprache der 4. Generation. 2. Auflage, Prentice Hall, München, 1999
- [38] *Jung, C.*: Fortschrittliche sicherheitstechnische Lösungen für kleine und große Ammoniak-Kälteanlagen. In: Die Kälte und Klimatechnik 9 (1997), Nr. 50, 632–646
- [39] *Kramer, D.C. et al.*: Influence of group II and III base oils on VI and oxidation stability. 66<sup>th</sup> NLGI annual meeting, Tucson, 1999
- [40] *Krauss, R.*: Stoffwerte von Ammoniak. In: VDI-Wärmeatlas Bd. 8. Berlin: Springer, 1997, S. Db 77–78

- [41] *Kreissig G., H.M. Müller-Steinhagen*: Frictional pressure drop for gas/liquid two-phase flow in plate heat exchangers. *Heat transfer engineering*, vol. 13, no. 4, 1992
- [42] *Krusche, K., Osthues, J.*: Verhalten von Plattenverdampfer, Kältemittelverteilung und Expansionsventil im Kältemittelkreislauf. *Die Kälte- und Klimatechnik*, 5, 1997
- [43] *Kumar, H.*: Heat Exchanger Design Handbook, Kap. 3.7.1-3.7.3, Begell House Inc., 1988
- [44] LabVIEW® Benutzerhandbuch; National Instruments Corporation, 1998
- [45] *Lévêque, A.*: Les lois de la transmission de chaleur par convection. *Ann. Mines, Ser.12*, 13, 1928, 201/245
- [46] *Lippold, Hans*: Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung von NH<sub>3</sub> und NH<sub>3</sub>-Dimethylether-Gemisch. *Klima-, Luft- und Kältetechnik*, 2, 2001, 78–82
- [47] *Lucas, K., Luckas, M.*: Berechnungsmethoden für Stoffeigenschaften. In: VDI-Wärmeatlas Bd. 8. Berlin: Springer, 1997, S. Da
- [48] *Luke, A.*: Thermo- and Fluiddynamic in Boiling – Relation of Surface Structure, Evaporation and Heat Transfer. Springer Verlag in Druck
- [49] *Martin, H.*: Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern. VDI-Wärmeatlas, 8. Auflage, Abschnitt Mm1, 1997
- [50] *Memory, S.B., G. Bertsch und P.J. Marto*: Pool boiling of HCFC-124/oil mixtures from smooth and enhanced tubes. In: Heat transfer with alternate refrigerants, ASME Heat Transfer Division, 1998, 9–18
- [51] *Mohrlok, K., K. Spindler und E. Hahne*: Stand des Wissens zum Wärmeübergang beim Behältersieden von Kältemittel/ Öl-Gemischen. In: DKV-Tagungsbericht, Band II.1, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, 1998, 171–192
- [52] *Mohrlok, K., K. Spindler und E. Hahne*: Einfluss des Kältemaschinenöls auf den Wärmeübergang im Verdampfer –Vergleich Behältersieden- Strömungssieden. In: DKV-Tagungsbericht, Band II.1, Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, 1999, 18–37
- [53] *Ohadi, M.M., S.S. Li, R. Radermacher, S. Dessiatoun*: Critical review of available correlations for two-phase flow heat transfer of ammonia. In: *International Journal of Refrigeration* 19, 1996, Nr. 4, 272–284
- [54] *Ohara, T., T. Yamamoto, H. Fujita*: Evaporative heat transfer and pressure drop in a rib-roughened flat channel. *ASME/JSME Thermal Engineering Proceedings*, 4, 1991
- [55] *Osterberger R., B. Slipcevic*: Wärmeübergang beim Blasensieden in Plattenverdampfern. *Klima-Kälte-Heizung* 11, 1990
- [56] *Pohlmann, W.*: Taschenbuch der Kältetechnik, Band 1, Grundlagen und Anwendung, C.F. Müller Verlag, 1988
- [57] *Prandner, E.*: Sicherheit und Umweltschutz bei Ammoniak Kälteanlagen / Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein. 1994 (5 (5. Auflage)). – DKV Statusbericht
- [58] *Profos, P., Pfeifer, T.*: Handbuch der industriellen Messtechnik: Oldenbourg Verlag, München/Wien, 1992
- [59] *Reid, R.C., J.M. Prausnitz und B.E. Poling*: The properties of gases and liquids, McGraw Hill, 1987
- [60] Richtlinie 67/548/EWG des Rates vom 27. Juni 1967 zur Angleichung der Rechts- und Verwaltungsvorschriften für die Einstufung, Verpackung und Kennzeichnung gefährlicher Stoffe. *Amtsblatt Nr. B 196*, 1967

- [61] Richtlinie 98/98/EG der Kommission vom 15. Dezember 1998 zur 25. Anpassung der Richtlinie 67/548/EWG des Rates zur Angleichung der Rechts- und Verwaltungsvorschriften für die Einstufung, Verpackung und Kennzeichnung gefährlicher Stoffe an den technischen Fortschritt. Amtsblatt EG Nr. L355, 1998.
- [62] *Schlünder, E.-U.*: Die wissenschaftliche Theorie der Wärmeübertragung- geschichtliche Entwicklung und heutiger Stand. DECHEMA-Monographien, Band 65, 1997, 1-18
- [63] *Slipcevic, B.*: Wärmeübergang bei Verdampfung in natürlicher Strömung und Bemessung von überfluteten Verdampfern, Handbuch der Kältetechnik, Vol. VI/B, Springer-Verlag Berlin, 1988
- [64] *Steiner, D.*: Strömungssieden gesättigter Flüssigkeiten, in VDI-Wärmeatlas, 8. Auflage, Springer Verlag, 1997, S. Hbb
- [65] *Stephan, K.*: Einfluss des Öls auf den Wärmeübergang von siedendem Frigen 12 und Frigen 22. Kältetechnik, 16(6), 1964, 162–166
- [66] *Stephan, K.*: Wärmeübergang beim Kondensieren und beim Sieden, Berlin: Springer Verlag 1988, S. 125-126
- [67] TAA: Technischer Ausschuss für Anlagensicherheit. Leitfaden: Sicherheitstechnische Anforderungen an Ammoniak Kälteanlagen / Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit. 1997. – TAA-GS-12
- [68] *Taborek, J.*: Process Heat Exchangers, Hemisphere, Washington D.C., in press, 1988
- [69] *Thonon, B. , A. Feldman, L. Margat, C. Marviellet*: Transition from nucleate boiling to convective boiling in compact heat exchangers. Int. J. of Refrigeration,
- [70] *Tichy, J.A., W.M.B. Duval und N.A. Macken*: An Experimental Investigation of Heat Transfer in Forced Convection Evaporation of Oil-Refrigerant-Mixtures. ASHRAE Transactions, 93(1A), 1986.
- [71] *Tillner-Roth, R.*: Fundamental equations of state. Aachen: Shaker Verlag, 1998 (Berichte aus der Thermodynamik)
- [72] *Tillner-Roth, R., F. Harms-Watzenberg, H.D. Baehr*: Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak. In: DKV (Hrsg.): DKV-Tagung Bd. II/1. Nürnberg, 17.-19. November 1993, 167–181
- [73] *Tribbe, C., H.M. Müller-Steinhagen*: Gas/Liquid Flow in Plate-and-Frame Heat Exchangers- Part I and II, Heat Transfer Engineering, vol. 22, 1999, 5-21
- [74] *Ubbelohde, L.*: Zur Viskosimetrie. Hirzel-Verlag, 1965. 7. Auflage.
- [75] UVV 20, BG-Merkblatt M021 bzw. M051
- [76] Verein Deutscher Ingenieure (Herausgeber): VDI-Wärmeatlas. VDI-Verlag, 1997. 8. Auflage.
- [77] *Walther, C.*: Anforderungen an Schmiermittel. Zeitschrift für den Maschinenbau, 10, 1931, 671 ff.
- [78] *Wand, S.M.*: Practical Design Tips for Plate Heat Exchangers in Ammonia Refrigeration Systems, IIAR 16<sup>th</sup> Annual Meeting, St. Louis, 1994
- [79] *Weber, Nau*: Elektrische Temperaturmessung, 8. Auflage, M.K. Juchheim, Fulda, 2000
- [80] *Wobst, E., D. Otto, J. Schenk, G. Pätz, G. Hommann, J. Krusche, R. Birndt*: Sicherheit von Ammoniak-Kälteanlagen. Heft 1-7, Forschungsrat Kältetechnik e.V. 1994 (9404 B). – AiF-Forschungsvorhaben



- 
- [81] *Worse-Schmidt, P.*: Some characteristics of flow pattern and heat transfer of Freon-12 evaporating in a horizontal tube. *Journal of Refrigeration*, 3(2), 1960
- [82] *Yan, Y.Y., T.-F. Lin*: Evaporation heat transfer and pressure drop of R134a in a plate heat exchanger. *Journal of heat transfer*, vol. 121, 1999, 118-127

## Anhang

### A.1 Kalibrierung der Druckwandler

Im Folgenden sind die Kalibrierungsdaten der Druckwandler aufgeführt. Die verwendeten Bezeichnungen bedeuten:

S/N	Seriennummer
$\Delta p_{\max}$	Messbereich bei Relativdruckmessung
Referenz	Vergleichsmessgerät
DMM	Digitalmultimeter
Bürde	eingesetzter Widerstand

In den Tabellen sind die Messwerte der jeweils relevanten Kalibrierung verzeichnet. Die erste Spalte enthält die Anzeige des Referenzgerätes in Skalenteilen. Die zweite Spalte beinhaltet den nach Gl. (6.14) berechneten Druckwert. In der dritten Spalte ist die Anzeige des DMM verzeichnet. Wertepaare der Spalten 2 und 3 ergeben die berechnete Regressionsgerade. Die Steigung und der Achsenabschnitt dieser Gerade sind die Ergebnisse der Kalibrierung. Sie sind in der unteren Tabelle hervorgehoben. Die Werte der vierten Spalte werden durch Einsetzen der Werte der dritten Spalte in die Regressionsfunktion berechnet. Die fünfte Spalte stellt die Differenz der Spalten 2 und 4 dar. Dieser Wert entspricht der Abweichung der Messanordnung vom linearen Idealfall in diesem Punkt.

#### Absolutdrucksensor (0-160 kPa) S/N 423781200

Der Absolutdrucksensor mit der Seriennummer 423781200 wird für die Messung des Umgebungsdruckes eingesetzt. Dieser Druck wird zum Relativdruck der anderen Drucksensoren addiert und ergibt somit den Absolutdruck des Fluids in der Versuchsanlage an den verschiedenen Messstellen. Aus diesem Grund wird dieser Sensor auch nur im Bereich von möglichen atmosphärischen Druckschwankungen kalibriert.

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$I$ mA	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ Pa
18000	90,06	12,981	90,05	-5
18500	92,56	13,233	92,57	5
19000	95,06	13,485	95,08	16
19500	97,56	13,733	97,55	-13
20000	100,06	13,986	100,07	8
20500	102,56	14,237	102,57	8
21000	105,07	14,486	105,05	-21
21500	107,57	14,737	107,55	-20
22000	110,07	14,990	110,07	1
22500	112,57	15,243	112,59	21
18000	90,06	12,981	90,05	-5
18500	92,56	13,233	92,57	5
19000	95,06	13,485	95,08	16

S/N	<b>423781200</b>
$p_{\max}$ [kPa]	160

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mA	9,963035
Abschnitt	kPa	-39,275

### Relativdrucksensoren (0-400 kPa) S/N 0021336 und 0021337

Diese Drucksensoren, die einen Messbereich zwischen 0 bis 4 bar relativ zum Umgebungsdruck haben, werden auf der Kälteträgerseite im Verdampfer eingesetzt. Der Drucksensor mit der Seriennummer 0021336 wird für den Verdampfereintritt und der Drucksensor mit der Seriennummer 0021337 wird für den Verdampferaustritt des Kälteträgers im Falle des Gleichstromes verwendet.

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$I$ mA	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ kPa
20134	4,0268	20,0344	4,0086	-0,0182
18091	3,6182	18,4050	3,6013	-0,0170
16051	3,2102	16,7768	3,1942	-0,0160
13621	2,7242	14,8327	2,7082	-0,0160
11871	2,3742	13,4301	2,3575	-0,01668
9869	1,9738	11,8258	1,9565	-0,01735
8062	1,6124	10,3763	1,5941	-0,01833
6072	1,2144	8,7816	1,1954	-0,0190
4062	0,8124	7,1701	0,7925	-0,01988
2010	0,402	5,5249	0,3812	-0,02078
0	0	3,9095	-0,0226	-0,02263

S/N	<b>0021336</b>
$p_{\max}$ [kPa]	400

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mA	0,249683
Abschnitt	kPa	-0,977857

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$I$ mA	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ kPa
20235	4,0470	20,1320	4,033	-0,014
17825	3,5650	18,2118	3,5530	-0,0120
15884	3,1768	16,6653	3,1663	-0,0105
13944	2,7888	15,1172	2,7793	-0,0095
11978	2,3956	13,5497	2,3874	-0,0082
10073	2,0146	12,0281	2,0070	-0,0076
8035	1,6070	10,4018	1,6005	-0,0066
6046	1,2092	8,8116	1,2029	-0,0063
3986	0,7972	7,1661	0,7915	-0,0057
1916	0,3832	5,5114	0,3779	-0,0053
0	0	3,9807	-0,0048	-0,0048

S/N	<b>0021337</b>
$p_{\max}$ [kPa]	400

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mA	0,250541
Abschnitt	kPa	-0,99825

### Relativdrucksensoren (0-1000 kPa) S/N 0027016 und 0027019

Die beiden Drucksensoren mit einem Messbereich zwischen 0 bis 10 bar relativ zum Umgebungsdruck werden für die Messung der Drücke im Ein- und Austritt des Verdampfers eingesetzt. Der Drucksensor mit der Seriennummer 0027016 wird für den Verdampfereintritt und der Drucksensor mit der Seriennummer 0027019 wird für den Verdampferaustritt des Kältemittels verwendet.

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$U$ mV	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ kPa
0	0,00	793,1	-0,09	-0,09
2320	46,43	942,7	46,82	0,39
5640	112,88	1151,7	112,35	-0,52
8930	178,72	1363,4	178,73	0,01
11910	238,36	1552,4	237,99	-0,37
18700	374,25	1987,0	374,26	0,01
22022	440,74	2201,3	441,46	0,72
26130	522,96	2461,5	523,04	0,09
33630	673,06	2940,5	673,23	0,18
43300	866,59	3555,9	866,19	-0,40
47500	950,65	3825,2	950,63	-0,01
0	0,00	793,1	-0,09	-0,09
2320	46,43	942,7	46,82	0,39

S/N	<b>0027016</b>
$p_{\max}$ [kPa]	1000
Bürde [ $\Omega$ ]	200

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mV	0,313551
Abschnitt	kPa	-248,763

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$U$ mV	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ kPa
0	0,00	795,0	-0,23	-0,23
2169	43,41	933,5	43,12	-0,29
4844	96,95	1105,0	96,81	-0,14
8479	169,70	1338,0	169,74	0,04
11677	233,70	1542,0	233,59	-0,11
16384	327,90	1843,0	327,81	-0,09
19474	389,74	2040,5	389,63	-0,11
23665	473,62	2309,1	473,71	0,09
28700	574,39	2630,5	574,31	-0,08
33450	669,45	2934,0	669,31	-0,14
37600	752,51	3210,0	755,70	3,19
42590	852,38	3520,0	852,74	0,36
48420	969,06	3894,2	969,87	0,81

S/N	<b>0027019</b>
$p_{\max}$ [kPa]	1000
Bürde [ $\Omega$ ]	200

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mV	0,313016
Abschnitt	kPa	-249,077

### Relativdrucksensoren (0-1600 kPa) S/N 0027442, 0027443 und 0027444

Die drei Drucksensoren mit einem Messbereich zwischen 0 bis 16 bar relativ zum Umgebungsdruck werden für die Messung der Drücke im Ein- und Austritt des Kondensators und des Druckes vor dem Expansionsventil verwendet. Der Drucksensor mit der Seriennummer 0027442 wird für den Druck im Kondensatoreintritt und der Drucksensor mit der Seriennummer 0027444 für den Kondensatoraustritt des Kältemittels verwendet. Falls der Verdampfer im Naturumlauf betrieben wird, wird der Sensor mit der Seriennummer 0027443 an die unterste Stelle des Fallrohres montiert.

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$I$ mA	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ kPa
0	0,00	4,012	-0,37	-0,37
2157	43,17	4,448	43,21	0,04
4173	83,52	4,852	83,60	0,09
7000	140,10	5,418	140,18	0,09
11558	231,32	6,330	231,36	0,04
16802	336,27	7,379	336,23	-0,04
21906	438,42	8,401	438,40	-0,02
27150	543,37	9,452	543,46	0,09
32098	642,40	10,443	642,53	0,14
37240	745,31	11,473	745,50	0,20
43180	864,19	12,661	864,27	0,08
46870	938,04	13,399	938,05	0,01
54515	1091,04	14,926	1090,70	-0,34

S/N	<b>0027442</b>
$p_{\max}$ [kPa]	1600

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mA	99,970
Abschnitt	kPa	-401,453

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$I$ mA	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ kPa
0	0,00	3,966	0,12	0,12
2305	46,13	4,423	45,99	-0,14
4824	96,55	4,927	96,58	0,03
6928	138,65	5,346	138,63	-0,02
10960	219,35	6,150	219,33	-0,02
16722	334,67	7,299	334,66	-0,01
21867	437,64	8,323	437,43	-0,20
27110	542,57	9,370	542,52	-0,05
33210	664,65	10,587	664,67	0,02
39070	781,93	11,758	782,20	0,27
43260	865,79	12,593	866,01	0,23
47715	954,95	13,482	955,24	0,29
54000	1080,73	14,727	1080,20	-0,53

S/N	<b>0027443</b>
$p_{\max}$ [kPa]	1600

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mA	100,370
Abschnitt	kPa	-397,942

D+H 21000		Agilent 34970A		
Skalenwert SKT	$p$ (Ref.) kPa	$U$ mV	$p$ (ber.) kPa	$\Delta p$ kPa
0	0,00	787,2	-0,40	-0,40
1955	39,13	865,3	38,73	-0,39
7000	140,10	1067,2	139,90	-0,20
12004	240,24	1267,2	240,11	-0,13
16904	338,31	1463,3	338,37	0,06
21995	440,20	1667,2	440,53	0,34
26747	535,30	1856,3	535,29	-0,02
31975	639,93	2064,5	639,61	-0,33
37003	740,56	2265,3	740,22	-0,34
42002	840,61	2464,9	840,23	-0,38
47080	942,24	2667,7	941,85	-0,39
51832	1037,34	2857,2	1036,80	-0,54
55920	1119,16	3020,3	1118,52	-0,64

S/N	<b>0027444</b>
$p_{\max}$ [kPa]	1600
Bürde [ $\Omega$ ]	200

Lineare Regression		
Steigung	kPa/mV	0,501064
Abschnitt	kPa	-394,839

## A.2 Vergleichsmessung der Druckwandler

Die folgende Tabelle enthält die Messwerte und Ergebnisse der Vergleichsmessung der Druckmessumformer. Die erste Zeile enthält die Seriennummern. In der zweiten Zeile ist die Kabelnummer verzeichnet, die die Messstelle repräsentiert. Es wurden zehn Messpunkte aufgenommen. Die Messwerte werden mit den Regressionsparametern berechnet und sind unter der jeweiligen Seriennummer in der linken Spalte in bar verzeichnet. In der jeweils äußerst rechten Spalte jeder Messung ist der Mittelwert aller Druckmessumformer eingetragen. Die Differenz des Mess- und Mittelwertes sind jeweils unter der Seriennummer in der rechten Spalte verzeichnet. Es ist deutlich zu erkennen, dass die DMU 0027442 und 0027443 regelmäßig zu kleine und der DMU 0027444 regelmäßig zu große Werte anzeigt. Der Mittelwert der Abweichungen aller Messwerte eines DMU wird zu dessen Achsenabschnittswert addiert. Der alte und der neue, auf 0,01 kPa gerundete Wert des Achsenabschnitts sind in den letzten beiden Zeilen in der Einheit kPa eingetragen.

Messung	SN	0027016		0027019		0027442		0027443		0027444		Mittelwert der Messwerte
	A	25		24		27		28		26		
	Messw.	Abw.	Messw.	Abw.	Messw.	Abw.	Messw.	Abw.	Messw.	Abw.		
	bar		bar		bar		bar		bar		bar	
1	6,618	0,004	6,609	-0,005	6,606	-0,008	6,609	-0,005	6,627	0,013	6,614	
2	6,617	0,010	6,608	0,001	6,594	-0,013	6,591	-0,016	6,624	0,017	6,607	
3	5,471	0,000	5,476	0,005	5,464	-0,007	5,463	-0,008	5,481	0,010	5,471	
4	4,510	0,002	4,507	-0,001	4,501	-0,007	4,501	-0,007	4,521	0,013	4,508	
5	4,121	-0,001	4,120	-0,002	4,116	-0,006	4,115	-0,007	4,136	0,014	4,122	
6	3,732	0,000	3,731	-0,001	3,727	-0,005	3,725	-0,007	3,747	0,015	3,732	
7	2,822	0,000	2,822	0,000	2,816	-0,006	2,818	-0,004	2,834	0,012	2,822	
8	1,526	-0,002	1,528	0,000	1,522	-0,006	1,525	-0,003	1,541	0,013	1,528	
9	1,024	0,004	1,030	0,010	1,006	-0,014	1,010	-0,010	1,032	0,012	1,020	
10	1,003	-0,003	1,005	-0,001	0,998	-0,008	1,005	-0,001	1,017	0,011	1,006	
Mittelwert		0,001		0,001		-0,008		-0,007		0,013	0,000	
Regression [kPa]		-248,76		-249,077		-400,416		-396,253		-394,839		
Vergleich [kPa]		-248,86		-249,180		-399,620		-395,550		-396,140		

## B Messdaten Verdampfer

In den folgenden Tabellen werden die gemessenen Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung von Ammoniak in den Platten vom Typ A ([Anhang B.1](#)) und vom Typ B ([Anhang B.2](#)) dargestellt. Die Tabellen sind nach der für den Messpunkt ermittelten Massenstromdichte  $\dot{m}_A$  des verdampfenden Ammoniaks unterteilt. Die Massenstromdichte ist in der ersten Spalte angegeben. Die gesamte übertragene Wärmestromdichte  $\dot{q}_A$  (Apparat) wird in der zweiten Spalte und die Verdampfungstemperatur  $T_s$  im Eintritt in den Plattenverdampfer in der dritten Spalte dargestellt. In der vierten bis sechsten Spalte werden die sieben lokal gemessenen Wärmestromdichten  $\dot{q}_A$ , die gemittelten Strömungsmassendampfgehalte  $\dot{x}_m$  und die zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{\text{NH}_3}$  für den Messpunkt dargestellt. Die Anzahl der Kassetten, die während der Messung in den Plattenverdampfer eingebaut ist, wird in der letzten Spalte beziffert.

### B.1 Messungen mit dem Plattentyp A

Die Messungen mit dem Plattentyp A werden bei Massenstromdichten zwischen 6 und 22  $\text{kg/m}^2\text{s}$  mit drei, fünf oder sieben Kassetten durchgeführt. Bei einigen Messungen wird der Verdampfer im Gegenstrom von Kälte Träger und Kältemittel beströmt. Der Gegenstrombetrieb wird in der letzten Spalte besonders vermerkt. Sonst werden alle Messungen im Gleichstrombetrieb durchgeführt.

#### Massenstromdichte 6-8 $\text{kg/m}^2\text{s}$

$\dot{m}_A$ [ $\text{kg/m}^2\text{s}$ ]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [ $\text{W/m}^2$ ]	$T_s$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$\dot{q}_A$ [ $\text{W/m}^2$ ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{\text{NH}_3}$ [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]	Anzahl Kassetten
6,4	14,3	1,4	8443	1,03	5440	7
			7858	0,95	4855	
			9772	0,85	6378	
			14374	0,73	8302	
			17914	0,55	8939	
			17122	0,37	6548	
			20446	0,19	7858	
6,3	14,2	0,9	8611	1,03	5692	7
			8225	0,95	5167	
			9966	0,85	6379	
			14098	0,72	7845	
			17554	0,55	8513	
			16859	0,37	6430	
			20038	0,18	7574	
7,7	17,8	-1,9	11451	1,07	5429	7
			10962	0,98	5520	
			13099	0,87	6163	
			17928	0,74	7206	
			21962	0,57	7280	
			21065	0,38	5445	
			25862	0,19	7694	
7,8	18,0	-1,3	12781	1,10	4859	7
			11901	1,01	5120	
			13834	0,89	5915	
			19070	0,75	7123	
			22943	0,57	7125	
			22695	0,37	5766	
			25598	0,18	7101	

$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
7,2	17,0	-2,9	9958	1,12	5177	7
			9993	1,04	5821	
			12013	0,93	6430	
			16940	0,79	7405	
			21160	0,62	7308	
			18780	0,44	4997	
			27151	0,23	8505	
6,2	13,6	1,3	8639	1,03	6322	7
			7973	0,95	5217	
			9943	0,84	6579	
			14353	0,71	8848	
			17179	0,54	8118	
			17270	0,35	7044	
			19271	0,17	7429	
5,8	12,1	1,4	8228	1,06	5250	7
			7389	0,97	4181	
			8428	0,87	5145	
			12962	0,73	7950	
			15793	0,55	7449	
			15174	0,36	6446	
			16679	0,17	6691	
<b>Massenstromdichte 10-13 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
10,6	20,9	-2,2	25790	0,12	6449	5
			25085	0,27	6182	
			28764	0,44	8273	
			24993	0,59	9131	
			19286	0,72	8330	
			14679	0,81	7320	
			8853	0,86	3950	
11,6	21,9	0,9	25777	0,11	5969	5
			24619	0,24	5692	
			26576	0,39	7230	
			23094	0,52	8943	
			18455	0,63	8684	
			14997	0,73	8869	
			13130	0,78	8678	
,1	19,4	0,1	22888	0,12	5598	5
			20813	0,27	5015	
			23449	0,43	6885	
			20134	0,58	8070	
			16002	0,7	7847	
			13105	0,8	7781	
			11232	0,86	7569	
12,2	23,5	-3,1	27136	0,11	6145	7
			27184	0,25	5539	
			29605	0,4	7052	
			26622	0,55	8524	
			21845	0,67	8013	
			18000	0,77	5391	
			13696	0,82	3680	



$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
10,3	21,7	-3,2	27536	0,13	6266	7
			26894	0,29	5629	
			29236	0,47	6808	
			25679	0,64	8238	
			20698	0,77	7673	
			16523	0,87	4786	
			9342	0,93	2433	
12,7	19,6	1	21269	0,09	5336	5
			22021	0,19	5798	
			23776	0,31	7087	
			21170	0,43	8564	
			17782	0,52	8326	
			15268	0,61	8351	
			13402	0,66	7487	
11,8	19,6	1	21584	0,1	5255	5
			22205	0,21	5589	
			23968	0,34	6948	
			21391	0,46	8307	
			17792	0,57	7992	
			15281	0,65	8042	
			13464	0,71	7643	
12,7	11,7	4,2	8548	0,04	1852	5
			11501	0,1	3453	
			14763	0,17	5525	
			13629	0,24	7109	
			11477	0,3	7165	
			10059	0,36	7607	
			9787	0,4	7978	
12,5	21,3	0,8	25587	0,11	6102	5
			25773	0,23	5957	
			25945	0,36	6626	
			23522	0,49	8928	
			19158	0,6	8507	
			16711	0,68	8306	
			12882	0,74	6744	
10,8	23,1	-1,6	29741	0,14	6507	5
			27551	0,29	5082	
			28198	0,46	6378	
			24337	0,61	8072	
			19244	0,73	7759	
			16308	0,83	7524	
			11813	0,89	5499	
12,6	21,4	0,75	24522	0,1	5444	5
			25410	0,22	5480	
			26392	0,36	6417	
			23706	0,48	8270	
			19339	0,59	7972	
			17093	0,68	7971	
			13186	0,73	6623	

$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
11,9	21,8	-1,2	27632	0,12	6147	5
			26136	0,25	5508	
			26856	0,4	7135	
			24069	0,53	7976	
			19837	0,65	8358	
			17527	0,74	8511	
			11442	0,79	5868	
12,4	23,5	-2,6	11905	0,85	5066	3
			13357	0,79	5209	
			18776	0,7	6612	
			25629	0,58	7386	
			29399	0,43	6173	
			25267	0,29	4205	
			30285	0,14	5342	
11,8	17,8	4,2	13598	0,69	6747	3
			15833	0,62	7949	
			17707	0,52	8023	
			19662	0,41	8431	
			20534	0,29	7140	
			18301	0,18	5383	
			18094	0,08	4767	
10,3	16,2	0,55	20098	0,55	5050	7
			15334	0,43	3655	
			20355	0,32	6458	
			16287	0,20	5890	
			13340	0,10	5370	
			10282	0,04	4845	
			1174	0,00	416	
12,4	19,9	-2,8	24530	0,55	5081	7
			18329	0,43	3629	
			24725	0,32	6329	
			19334	0,20	5710	
			16271	0,11	5383	
			13546	0,04	5531	
			2072	0,01	780	
10,4	14,5	0,6	21751	0,44	6257	7
			10608	0,32	2318	
			19134	0,24	6278	
			14079	0,13	5765	
			10217	0,05	4802	
			6566	0,01	3154	
			-1502	0,00	-573	
<b>Massenstromdichte 13-16 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
14,6	22,3	0,4	25079	0,09	6158	5
			25492	0,2	6355	
			27206	0,31	7779	
			24098	0,42	9385	
			19748	0,52	9296	
			16841	0,6	9706	
			14310	0,65	9189	

$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
15,3	21,4	-1,2	23933	0,08	5981	5
			24052	0,18	6196	
			25936	0,28	7501	
			22925	0,38	9021	
			18782	0,47	8731	
			15982	0,54	9102	
			13428	0,58	8613	
16,2	22,4	1,4	23451	0,08	5410	5
			25042	0,17	5978	
			27321	0,28	7396	
			24424	0,38	9275	
			20180	0,47	8980	
			17685	0,54	9708	
			15515	0,59	9273	
15,3	22,7	2,3	23802	0,08	5484	5
			25990	0,19	6290	
			27579	0,3	7554	
			24910	0,41	9537	
			20719	0,51	9082	
			17799	0,59	9547	
			16226	0,64	9761	
15,7	25,4	-2	28726	0,09	5916	5
			29385	0,21	5747	
			31632	0,34	7159	
			28592	0,45	8725	
			23533	0,56	8626	
			19677	0,64	8255	
			15409	0,69	7005	
16,4	21,9	-2,2	23250	0,07	5381	5
			24241	0,15	5726	
			26990	0,24	7033	
			24187	0,33	8365	
			19751	0,4	7952	
			17111	0,46	8189	
			14259	0,5	6812	
15,8	21,7	1,3	21855	0,07	4533	5
			24620	0,15	5270	
			26900	0,25	6338	
			24259	0,34	8136	
			19566	0,41	7527	
			16808	0,48	7468	
			14297	0,52	6328	
13,9	21,1	0,4	25438	0,09	6102	5
			25284	0,2	5742	
			25738	0,32	6545	
			23028	0,43	8827	
			18498	0,53	8434	
			15996	0,6	8309	
			12292	0,65	6834	

$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
16,0	20,6	2,6	23063	0,07	5608	5
			24807	0,16	6121	
			25256	0,26	6421	
			22954	0,35	8190	
			19201	0,43	8115	
			15800	0,49	7434	
			13462	0,53	6897	
16,1	18,9	0,4	22449	0,07	6263	5
			22288	0,15	6148	
			22968	0,24	6667	
			20063	0,33	8547	
			16511	0,4	9183	
			13114	0,45	8506	
			10860	0,49	8262	
14,3	19,9	1	22081	0,08	5838	5
			23517	0,18	6316	
			24305	0,29	6621	
			21955	0,39	8307	
			18438	0,48	8417	
			15290	0,55	7773	
			13088	0,6	7607	
15,1	19,4	0,8	24653	0,08	6193	5
			23173	0,17	5754	
			23590	0,26	6458	
			21196	0,35	8165	
			17790	0,43	8948	
			15738	0,49	8950	
			10730	0,53	6614	
14,4	24,4	-1,5	14483	0,76	8673	3
			15561	0,7	7825	
			19616	0,61	8342	
			25585	0,51	8757	
			29128	0,38	7187	
			25983	0,26	5033	
			32102	0,13	6296	
13,9	24,8	-2,1	13435	0,79	6587	3
			14881	0,73	6708	
			18730	0,65	7274	
			25199	0,54	7865	
			30029	0,41	7006	
			27208	0,28	4889	
			32911	0,14	6000	
14,9	24,5	-1,7	15988	0,74	7566	3
			16893	0,67	7194	
			20660	0,58	7361	
			26544	0,48	7752	
			28528	0,35	6222	
			24896	0,24	4302	
			30255	0,12	5258	

$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
16,2	20,3	4,5	16754	0,57	9139	3
			18946	0,51	9659	
			20332	0,42	9028	
			22261	0,33	8889	
			22564	0,24	7095	
			20093	0,15	5311	
			20219	0,07	4744	
16,0	14,3	1,7	8706	0,41	8396	7
			8850	0,37	7323	
			10442	0,33	6968	
			14501	0,28	7747	
			17510	0,21	6913	
			15971	0,14	5039	
			19169	0,07	5720	
15,8	15,0	3	11925	0,43	9360	7
			11323	0,39	7604	
			12129	0,34	6722	
			16313	0,28	7706	
			18518	0,20	6853	
			17496	0,13	5498	
			17304	0,06	4925	
15,0	18,5	0	15539	0,57	10052	7
			14370	0,52	7836	
			15225	0,44	6700	
			20118	0,37	7464	
			22909	0,27	6879	
			21456	0,17	5324	
			22237	0,08	5622	
15,2	18,6	0,56	15691	0,58	10025	7
			14843	0,52	8198	
			15636	0,45	6924	
			20233	0,37	7359	
			22886	0,27	6722	
			21598	0,17	5235	
			22832	0,08	5616	
13,8	19,2	-2,1	24564	0,48	5636	7
			17974	0,37	3767	
			24095	0,28	6566	
			18901	0,17	5791	
			15634	0,08	5543	
			12523	0,03	5385	
			1166	0,00	433	
<b>Massenstromdichte 17-20 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
18,4	21,5	-1,2	22186	0,06	5612	5
			22652	0,14	5985	
			26039	0,23	7818	
			23356	0,31	9427	
			19009	0,38	8925	
			16572	0,44	9473	
			14354	0,48	8841	

Gegen-  
strom

$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
18,3	21,7	-0,6	26212	0,08	6895	5
			23206	0,16	5791	
			26027	0,25	7829	
			22701	0,33	9882	
			18261	0,4	9448	
			14857	0,45	9771	
			12580	0,49	8936	
18,4	22,7	2,1	25947	0,07	5922	5
			25820	0,16	6130	
			27404	0,26	7707	
			24176	0,34	9701	
			19753	0,42	9515	
			16670	0,48	10338	
			14437	0,52	10319	
19,8	19,7	0,42	19630	0,05	4633	5
			22405	0,12	5968	
			24417	0,2	7563	
			21752	0,27	8889	
			17941	0,34	8720	
			15542	0,39	9138	
			13839	0,42	8961	
20,2	17,6	1,74	15639	0,05	3538	5
			20019	0,1	5708	
			22043	0,17	7283	
			19812	0,24	8543	
			16484	0,3	8515	
			14577	0,35	9064	
			13622	0,38	9326	
19,5	21,4	0	21525	0,06	5050,99	5
			23957	0,13	6103	
			26049	0,22	7482	
			23329	0,3	8806	
			19055	0,37	8476	
			16941	0,43	9043	
			14912	0,46	8871	
18,6	20,6	-0,7	22764	0,07	5626	5
			23116	0,15	5934	
			24987	0,23	7333	
			22025	0,31	8612	
			17788	0,38	8471	
			15197	0,43	8913	
			13119	0,47	8801	
19,2	11,5	4,9	9361	0,03	2906	5
			12724	0,07	5058	
			14545	0,12	6001	
			13864	0,17	7492	
			11975	0,21	8040	
			9914	0,25	7327	
			9545	0,27	8032	

$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
17,3	18,5	1,3	15806	0,45	9105	3
			16051	0,4	8590	
			16481	0,33	8004	
			18588	0,26	7603	
			22066	0,18	7417	
			19403	0,11	5314	
			14623	0,04	3410	
20,3	20,4	4,4	17847	0,45	10018	3
			19346	0,39	9692	
			20345	0,33	9023	
			22048	0,26	8556	
			22301	0,18	7025	
			19596	0,11	5082	
			19548	0,05	4404	
17,6	16,2	0,6	21417	0,32	5715	7 Gegen- strom
			15444	0,24	3804	
			20440	0,18	6709	
			15853	0,11	5986	
			12224	0,05	4744	
			8754	0,02	3433	
			1160	0,00	387	
17,3	15,7	2,4	22183	0,31	5901	7 Gegen- strom
			15640	0,23	3853	
			20241	0,17	6851	
			15138	0,10	5794	
			10869	0,04	4417	
			7510	0,01	2831	
			477	0,00	151	
17,7	14,6	0,9	23100	0,26	6938	7 Gegen- strom
			10997	0,18	2513	
			18967	0,13	6805	
			13461	0,07	5571	
			8888	0,03	3752	
			5492	0,01	2102	
			-599	0,00	-213	
<b>Massenstromdichte 21-22 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
22,4	16,5	1,9	14629	0,31	9594	3
			14308	0,27	8651	
			14952	0,22	8490	
			16870	0,18	8111	
			20007	0,12	7903	
			17214	0,07	5293	
			11435	0,02	2570	
20,5	20,4	4,4	17847	0,45	10018	3
			19346	0,39	9692	
			20345	0,33	9023	
			22048	0,26	8556	
			22301	0,18	7025	
			19596	0,11	5082	
			19548	0,05	4404	

## B.2 Messungen mit dem Plattentyp B

Die Messungen mit dem Plattentyp B werden bei Massenstromdichten zwischen 9 und 27 kg/m<sup>2</sup>s mit fünf Kassetten durchgeführt. Bei allen Messungen wird der Verdampfer im Gleichstrom von Kälte Träger und Kältemittel beströmt.

<b>Massenstromdichte 9-10 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
$\dot{m}_A$	$\dot{q}_A$ (Apparat)	$T_s$	$\dot{q}_A$	$\dot{x}_m$	$\alpha_{NH_3}$	Anzahl
[kg/m <sup>2</sup> s]	[W/m <sup>2</sup> ]	[°C]	[W/m <sup>2</sup> ]	[-]	[W/m <sup>2</sup> K]	Kassetten
8,6	29,8	-1,6	7842	1,1	1315	5
			17492	1,03	10461	
			19702	0,88	10905	
			20087	0,72	9879	
			23160	0,55	10436	
			27351	0,35	10502	
			27870	0,16	6484	
10,2	19,3	-2,3	12948	0,81	8360	5
			15258	0,73	8875	
			15582	0,62	9436	
			16984	0,52	9808	
			19518	0,39	9632	
			23172	0,26	9324	
			24029	0,12	6243	
10,2	23,7	-3,4	12646	1,04	3219	5
			20415	0,95	7768	
			20241	0,81	9468	
			21789	0,68	9222	
			25751	0,52	9334	
			29968	0,34	9222	
			31110	0,16	5866	
<b>Massenstromdichte 15-16 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
15,0	19,6	-2,1	14156	0,55	9877	5
			15123	0,49	9842	
			15698	0,42	9707	
			16625	0,35	9538	
			19290	0,26	9247	
			23011	0,17	9491	
			23156	0,08	5686	
15,6	26,6	-3,1	16796	0,73	6961	5
			21566	0,66	8250	
			21957	0,57	8941	
			23615	0,47	8643	
			27619	0,36	9400	
			32335	0,23	8849	
			32877	0,11	5573	
<b>Massenstromdichte 19-21 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
19,5	21,5	-0,9	16021	0,46	9808	5
			15851	0,4	10032	
			18078	0,35	9178	
			18046	0,28	9574	
			20969	0,22	9465	
			24814	0,14	9056	
			24547	0,06	5490	



$\dot{m}_A$ [kg/m <sup>2</sup> s]	$\dot{q}_A$ (Apparat) [W/m <sup>2</sup> ]	$T_s$ [°C]	$\dot{q}_A$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{x}_m$ [-]	$\alpha_{NH_3}$ [W/m <sup>2</sup> K]	Anzahl Kassetten
19,4	26,7	-3,8	20364	0,57	9921	5
			20290	0,51	9977	
			20978	0,44	9903	
			23188	0,36	10323	
			27239	0,27	10300	
			31040	0,18	10259	
			30807	0,08	5839	
21,1	20,9	0,4	15163	0,41	8880	5
			16234	0,36	9660	
			17098	0,31	9709	
			17081	0,26	9863	
			19547	0,19	9566	
			24531	0,12	9408	
			24611	0,06	5527	
21,0	25,4	-2,1	18491	0,5	9868	5
			19161	0,45	10198	
			20077	0,38	9481	
			21498	0,32	9843	
			24913	0,24	9744	
			29567	0,16	9555	
			29829	0,07	5913	
20,5	23,2	2,7	16073	0,47	9359	5
			17987	0,42	8878	
			19456	0,36	8846	
			19220	0,3	8893	
			21963	0,23	9076	
			27869	0,15	9228	
			27448	0,07	5366	
20,6	27,3	-3	18769	0,55	8378	5
			21403	0,5	9015	
			21964	0,42	9120	
			23241	0,35	9211	
			26785	0,27	9987	
			32164	0,17	9472	
			32867	0,08	5787	
<b>Massenstromdichte 25-26 kg/m<sup>2</sup>s</b>						
25,0	26,2	-3	21649	0,43	10363	5
			19576	0,38	9903	
			20072	0,33	10129	
			21662	0,27	9466	
			25734	0,21	9729	
			29996	0,13	9735	
			29987	0,06	5857	
26,5	27,5	-2,8	20861	0,41	9745	5
			21007	0,36	9663	
			21347	0,31	9703	
			22709	0,26	9275	
			26759	0,19	9981	
			31458	0,12	9288	
			31270	0,06	5568	

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name: Matthias André  
Geburtsdatum: 03. Februar 1973  
Geburtsort: Fulda  
Staatsangehörigkeit: deutsch  
Familienstand: ledig

## Schulbildung

08. 1979 - 07. 1983      Grundschule Scheeßel  
08. 1983 - 07. 1992      Gymnasium Eichenschule Scheeßel  
Abschluss: Abitur

## Wehrdienst

07. 1992 – 09. 1993      Zeitsoldat für 15 Monate als Heeresflieger

## Studium

10. 1993 – 02. 1999      Maschinenbaustudium an der Universität Hannover,  
Fachrichtung Energie- und Verfahrenstechnik  
11. Februar 1999: Diplom- Hauptprüfung  
09. 1995                    Vordiplom

## Berufserfahrung

08. 1995 – 10. 1998      Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für  
Verfahrenstechnik, Universität Hannover  
01. 1997 – 04. 1997      Fachpraktikum bei der Degussa AG Werk Wolfgang bei  
Hanau in der Abteilung Thermische Verfahrenstechnik/  
Simulationstechnik  
04. 1999 – 03.2004      Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für  
Thermodynamik, Universität Hannover  
ab 04. 2004                Mitarbeiter bei der Linde AG, Bereich Olefinanlagenbau in  
Höllriegelskreuth bei München