

Beitrag zum Behältersieden von Kohlenwasserstoffen an Rohren mit hinterschnittenen Oberflächen

Von der Fakultät Energietechnik der Universität Stuttgart zur Erlangung
der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Rainer Mertz

aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Groll
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. H. Müller-Steinhagen

Tag der mündlichen Prüfung: 9. Oktober 2001

Institut für Kernenergetik und Energiesysteme der Universität Stuttgart

2001

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kernenergetik und Energiesysteme (IKE) der Universität Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Groll, Leiter der Abteilung Energiewandlung und Wärmetechnik, für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit und für seine Unterstützung durch zahlreiche Hinweise und Anregungen, welche maßgebend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Herrn Prof. Dr. Hans Müller-Steinhagen, Leiter des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart und Direktor des Instituts für Technische Thermodynamik des DLR, danke ich für die freundliche Übernahme des Mitberichts.

Mein aufrichtiger Dank gilt meinen Institutskollegen, welche mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen, sowie den Diplomanden und Studienarbeitern, welche zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Besonders danken möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Rudi Kulenovic, meinem Bürokollegen, für die langjährige Zusammenarbeit und für seine Mithilfe bei der Auswertung der Visualisierungsergebnisse mit Hilfe der vom ihm erstellten Bilddatenverarbeitungssoftware.

Herzlichen Dank auch an die Mitarbeiter aus dem technischen Bereich, besonders den Herren Ing. Manfred Knupfer und Horst Angerer, für ihre Mithilfe bei der Konzeption und beim Aufbau der Versuchsanlage.

Den Mitarbeitern der Wieland-Werke AG, Ulm, danke ich für ihre Unterstützung in Form wertvoller Diskussionen und der Bereitstellung der Untersuchungsmaterialien.

INHALTSVERZEICHNIS

NOMENKLATUR	V
KURZFASSUNG	IX
1 EINLEITUNG	1
2 WÄRMEÜBERTRAGER	3
2.1 Grundlagen der Wärmeübertragung	3
2.2 Klassifizierung von Wärmeübertragern	5
2.3 Ökonomische Hintergründe	6
2.4 Kompakte Wärmeübertrager	8
3 GRUNDLAGEN DES BEHÄLTERSIEDENS	11
3.1 Wärmeübertragung beim Behältersieden	11
3.2 Blasensieden	12
3.3 Methoden zur Verbesserung der Wärmeübertragung	14
4 LITERATURÜBERBLICK	16
4.1 Mikroskopische Oberflächenvergrößerung	16
4.2 Oberflächenbeschichtung	19
4.2.1 Poröse Oberflächen	19
4.2.2 Beschichtung mit Stoffen geringer Benetzbarkeit	21
4.2.3 Oxidschichten	21
4.2.4 Plattierungen	21
4.3 Makroskopische Oberflächenvergrößerung durch Verwendung externer Bauteile	22
4.3.1 Drähte	22
4.3.2 Netze/Filze	22
4.3.3 Einzelne Bauteile	22
4.3.4 Abdeckelemente	23
4.4 Makroskopische Oberflächenvergrößerung durch Strukturierung	23
4.4.1 Oberflächen mit Rippenstrukturen	24
4.4.2 Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen	24
4.5 Einflussfaktoren auf die Wärmeübertragung	30
4.5.1 Arbeitsmitteleigenschaften	30
4.5.2 Heizwandeigenschaften	31
4.5.3 Blasenabreissdurchmesser	33
4.5.4 Blasenablösefrequenz	35
4.5.5 Keimstellendichte und Blasenbelegungsdichte	37
4.6 Berechnungsverfahren	40
4.6.1 Glattrohre	41
4.6.2 Rippenrohre	45
4.6.3 Hinterschnittene Oberflächenstrukturen	47
5 VERSUCHSTECHNIK	56
5.1 Aufbau des Versuchsstands	56
5.1.1 Versuchsbehälter	58
5.1.2 Vorratsbehälter	59
5.2 Versuchsrohre	60
5.3 Messdatenerfassung	63
5.3.1 Temperaturmessung	63

5.3.2	Druckmessung	63
5.3.3	Leistungsmessung	64
5.4	Arbeitsmittel	64
5.5	Sicherheitseinrichtungen	65
5.6	Visualisierungstechniken	65
5.7	Versuchsdurchführung	67
5.7.1	Vorbereitung der Teststrecke	67
5.7.2	Kalibrierung der Thermoelemente	67
5.7.3	Vorbereitung des Versuchsbehälters	69
5.7.4	Durchführung des Experiments	69
5.8	Versuchsauswertung	70
5.8.1	Auswertung der Messergebnisse	70
5.8.2	Auswertung der Visualisierungsergebnisse	71
5.9	Fehlerbetrachtung	76
6	EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE	77
6.1	Ergebnisse mit dem Arbeitsmittel Propan	78
6.1.1	Glattrohre	78
6.1.2	Rippenrohre	81
6.1.3	Rohre mit Oberflächen aus hinterschnittenen Strukturen	82
6.2	Ergebnisse mit dem Arbeitsmittel n-Pentan	91
6.2.1	Glattrohre	91
6.2.2	Rippenrohre	93
6.2.3	Rohre mit Oberflächen aus hinterschnittenen Strukturen	94
6.3	Vergleich der Ergebnisse Propan/n-Pentan	98
6.4	Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Korrelationen aus der Literatur	99
6.4.1	Glattrohre	99
6.4.2	Rippenrohre	106
7	VISUALISIERUNGSERGEBNISSE	109
7.1	Blasenfrequenz	109
7.2	Blasenabreissdurchmesser	111
7.3	Blasenentstehung und -wachstum	113
8	ERSTELLUNG EINER KORRELATION	115
8.1	Aufstellung der empirischen Korrelation	115
8.2	Vergleich experimenteller und theoretischer Ergebnisse	117
9	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	121
10	LITERATURVERZEICHNIS	124
ANHANG A	Verbesserungsfaktoren der Oberflächen TO6 bis TO9	143
ANHANG B	Oberflächenstrukturen	149
ANHANG C	Fehlerbetrachtung	155
C.1	Grundlagen	155
C.1.1	Systematische Fehler	155
C.1.2	Zufällige Fehler	155
C.1.3	Fehlergrenzen	156

C.2	Anwendung auf die Messaufgabe	157
	C.2.1 Wärmestromdichte	157
	C.2.2 Wandüberhitzung	158
	C.2.3 Temperaturschwankungen im Fluid	160
C.3	Gesamtfehler	161

NOMENKLATUR

Lateinische Buchstaben

A	Fläche	m^2
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
b_{th}	thermischer Ausdehnungskoeffizient	$1/K$
b	Wärmeeindringkoeffizient $b=(\lambda\rho c_p)^{0.5}$	$W s^{0.5}/m^2 K$
b	Breite	m
C, c	Konstanten	-
C_D	Widerstandskoeffizient	-
c_p	spezifische Wärmekapazität	J/kgK
d	Durchmesser	m
D_C	Keimstellendurchmesser	m
D_S	maximaler Keimstellendurchmesser	m
d_0	Blasenabreissdurchmesser	m
E	Verstärkungsfaktor	-
f	Blasenfrequenz	$1/s$
f_k	Messwert mit systematischem Fehler	-
Δf_k	systematischer Fehler	-
F	Korrekturfaktor	-
F_C	Mischungsfaktor (Gl. 4.88)	-
F_i	Verbesserungsfaktor	-
ΔF	Gesamtfehler	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
g_p	Öffnungsbreite	m
G	Fehlergrenzen	-
h	spezifische Enthalpie	J/kg
h_R	Rippenhöhe	m
H	Höhe	m
Δh_{fg}	Verdampfungsenthalpie	J/kg
I	Stromstärke	A
k	Stefan -Boltzmann Konstante (Gl. 4.26)	W/m^2K^4
k	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m^2K
K	Proportionalitätskonstante (Gl. 3.2)	-
K_1, K_2	Kennzahlen	-
l	charakteristische geometrische Grösse	m
L	Tunnellänge (Gl. 4.111)	m
m	Mittelwert der untersuchten Messungen	-
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
M	Molekulargewicht	mol/kg
M_m	Molmasse (Gl. 4.26)	$kg/kmol$
n, n_1, n_2	Exponenten	-
n	Ortskoordinate	m
N	Anzahl der Keimstellen	-
N_A	Keimstellendichte	$1/m^2$
N_m	Anzahl der Menisken (Gl. 4.107)	-
p	Druck	bar, Pa
p_r	reduzierter Druck $p_r = p/p_{cr}$	-
p_t	Mittenabstand	m
q	Wärmestromdichte	W/m^2
Q	Wärmestrom	kW
r	Radius	m

R	Krümmungsradius	m
R_a	Mittenrauhwert, DIN 4762 01.89	μm
R_{gas}	Gaskonstante	J/kg K
R_p	Glättungstiefe, DIN 4762 08.60	μm
R_z	mittlere Rauhtiefe, DIN 4762 08.60	μm
s_F^2	Varianz der Mittelwerte	-
s_{v_i}	Schätzwert für die Standardabweichung der Einzelmessung	-
s_{x_i}	Standardabweichung der Einzelmessung	-
$s_{x_i}^2$	empirische Varianz der Einzelmessung	-
t	Zeit	s
t_d	Zeit zwischen dem entstehen zweier Blasen	s
t_R	Rippenabstand	m
Δt_e	Flüssigkeitseintrittsphase	s
Δt_g	Blasenwachstumsperiode	s
Δt_w	Wartephase	s
T	Temperatur	K
T_r	reduzierte Temperatur $T_r = T/T_{cr}$	-
ΔT	Temperaturdifferenz	K
u	Geschwindigkeit	m/s
U	Spannung	V
v	Einzelmesswert bei der Fehlerbetrachtung	-
v	spezifisches Volumen	kg/m^3
V	Volumen	m^3
V_{VM}	durchschnittliches Dampfvolumen während der Wartezeit (Gl. 4.113)	m^3
W	Weite	m
x_i	arithmetisches Mittel der Einzelmesswerte	-
x	Dampfgehalt	-

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
β	Randwinkel	Grad
β^*	Wachstumsfaktor (Gl. 4.22)	$\text{m}/\text{s}^{0.5}$
δ	Filmdicke	m
g	Porosität	-
η	dynamische Viskosität	kg/sm
η_R	Rippenwirkungsgrad	-
Θ	Benetzungswinkel	Grad
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
μ	kinematische Viskosität	m^2/s
ρ	Dichte	kg/m^3
σ	Oberflächenspannung	N/m
φ	Steigungswinkel von Oberflächenvertiefungen zur Horizontalen	Grad
n	Flächenvergrößerung	-
n_R	Rechenwert (Gl. 4.85)	-

Indizes

0	Bezugswert
a	außen
act	aktiv

B	Blasenbildung
Bl	Blasensieden
cr	kritisch
DHF	Dryout Heat Flux, Austrocknungs-Wärmestromdichte
exp	Experiment
ext	extern
f	Flüssigkeit
g	Dampf, Gas
h	hydraulisch
i	innen
int	intern
k	Keim
K	Konvektion
Ke	Kern
KS	Keimstelle
m	auf einen Flüssigkeitsmeniskus bezogen
m	Mittelwert
max	maximal
ne	nicht verdampfbar
Ob	Oberfläche
P	Partikel
p	Pore
r	reduziert, normiert
R	Rippen
S	Sättigungszustand
stat	statistisch
t	Tunnel
t _i	während der Wartezeit
vo	zu Beginn der Wartezeit
vl	am Ende der Wartezeit
W	Wand

Dimensionslose Kennzahlen

Archimedes-Zahl

Kennwert zur Beschreibung der Bewegung von Partikeln, Tropfen oder Blasen in Gasen oder Flüssigkeiten

$$Ar = \frac{g d^3}{v_f^2} \left(\frac{\rho_f \& \rho_g}{\rho_f} \right)$$

Bond-Zahl

Verhältnis der Beschleunigungskraft zur Oberflächenkraft

$$Bo = \frac{d^2 (\rho_f \& \rho_d) g}{\sigma}$$

Grashof-Zahl

Kennwert zur Beschreibung des Wärmeübergangs bei freier Konvektion

$$Gr = \frac{g b \Delta T l^3}{\nu^2}$$

Jakob-Zahl

Verhältnis der sensiblen Wärme (Fluid) zur latenten Wärme (Dampf) desselben Volumens

$$Ja = \frac{\rho_f c_{p,f} \Delta T}{\rho_g \Delta h_{fg}}$$

Nusselt-Zahl <i>Dimensionsloser Wert des eindimensionalen Wärmeübertragungskoeffizienten</i>	$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$
Prandtl-Zahl <i>Zusammenhang zwischen Temperatur- und Geschwindigkeitsfeld</i>	$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \cdot \frac{v}{a}$
Rayleigh-Zahl	$Ra = Gr Pr$
Reynolds-Zahl <i>Verhältnis von Trägheits- und Reibungskräften in einem Strömungsfeld</i>	$Re = \frac{\rho u l}{\eta} \cdot \frac{u l}{v}$
Lockhart-Martinelli-Parameter	$X_{tt} = \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right)^{0.875} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \left(\frac{\eta_f}{\eta_g} \right)^{0.12}$

Abkürzungen

ASR	Arbeitsstättenrichtlinien
AV	Audio-Visuell
AVI	Audio Video/Visual Interleaved (Microsoft)
CCD	Charged Coupled Device
CHF	Critical Heat Flux, kritische Wärmestromdichte
DFT	diskrete Fouriertransformation
DIN	Deutsches Institut für Normung
EG	Europäische Gemeinschaft
FFT	Fast Fourier Transformation, schnelle Fouriertransformation
GEWA	Bezeichnung für Oberflächen der Firma Wieland GmbH, Metallwerke, Ulm
IKE	Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, Universität Stuttgart
MEMS	Micro Electro Mechanical System
PCHE	Printed Circuit Heat Exchanger
PFHE	Plate Fin Heat Exchanger
RAM	Random Access Memory
ROI	Region of Interest (Auswertebereich)
SKE	Steinkohleeinheit
TEMA	Tubular Exchanger Manufactures Association
TRB	Technische Regeln Druckbehälter
TRG	Technische Regeln Druckgase
UEG	Untere Explosionsgrenze
UVV	Unfallverhütungsvorschrift
VBG	Verband der gewerblichen Berufsgenossenschaften
VDE	Verein Deutscher Elektrotechniker
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WT	Wärmetauscher

KURZFASSUNG

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit umfaßt die theoretische und experimentelle Untersuchung der Wärmeübertragungsphänomene beim Behältersieden von Kohlenwasserstoffen an rohrförmigen Wärmeübertragungsoberflächen. Die Untersuchung solcher Wärmeübertragungsoberflächen, speziell Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen, soll der Weiterentwicklung von kompakten Wärmeübertragern dienen.

Es wurden Experimente mit Rohren aus verschiedenen Materialien (Cu, CuNi, Edelstahl, St35.8) mit unterschiedlich strukturierten Oberflächen durchgeführt. Als Wärmeträger wurden der Kohlenwasserstoff Propan und in Einzelfällen auch der Kohlenwasserstoff n-Pentan bei Sättigungstemperaturen im Bereich von 253 K bis 293 K verwendet. Zur Beurteilung der Verbesserung der Wärmeübertragung durch den Einsatz strukturierter Oberflächen wurden Experimente mit glatten Referenzoberflächen herangezogen.

Zur Visualisierung der Wärmeübertragungsphänomene und der Zweiphasenströmung von den Verdampferoberflächen wurde ein Hochgeschwindigkeitsvideosystem verwendet. Die visualisierten Vorgänge bei der Wärmeübertragung mit Phasenwechsel wurden mit einer am IKE entwickelten Software zur digitalen Bilddatenverarbeitung bezüglich wichtiger Verdampfungsparameter wie zum Beispiel Blasenfrequenz und Blasenabreissdurchmesser ausgewertet.

ABSTRACT

The topic of this thesis comprises of the theoretical and experimental investigation of the heat transfer phenomena of hydrocarbons from tubular heat transfer surfaces in the pool boiling mode. The results of the investigations of these heat transfer surfaces, especially of surfaces with re-entrant cavities, will be used to improve the efficiency of compact heat exchangers.

The tested tubes, made of different wall materials (Cu, CuNi, Stainless Steel, St35.8), were provided with various surface structures. The hydrocarbon propane, and for some tests also n-pentane, were used as working fluids at saturation temperatures in the range from 253 K to 293 K. The improvement factors of the structured surfaces are determined by comparison of their heat transfer coefficients with those of smooth reference surfaces.

A high-speed videosystem was used to visualize the boiling phenomena and the two-phase flow from the heat transfer surfaces. A software for digital image processing, developed at IKE, is used for the evaluation of the video data to provide information about important boiling parameters, e.g. bubble departure diameter and bubble frequency.

1 EINLEITUNG

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zur Wärmeübertragung durch kompakte Wärmeübertrager leisten. Es werden die Hintergründe, welche zur Entwicklung kompakter Wärmeübertrager beigetragen haben, der Stand der Technik und die am IKE durchgeführten experimentellen und theoretischen Arbeiten auf dem Gebiet der Wärmeübertragung mit verbesserten, rohrförmigen Wärmeübertrageroberflächen dargestellt.

In den letzten Jahrzehnten ist der weltweite Primärenergiebedarf enorm gestiegen. Er beträgt heute ca. 12 Mrd. t SKE pro Jahr. Zur Deckung dieses Energiebedarfs werden hauptsächlich nicht regenerierbare Energieträger eingesetzt, was zu einer Verknappung der Primärenergieträger Erdöl, Erdgas und Kohle führt. Weiterhin hat der intensive Einsatz dieser fossilen Energieträger erhebliche negative Auswirkungen auf die Umwelt. Die bei der Energiewandlung entstehenden chemischen Verbindungen SO_2 , NO , NO_2 , CO und CO_2 werden für zahlreiche Umweltprobleme, wie das Waldsterben oder den Treibhauseffekt mitverantwortlich gemacht. Diese Erkenntnisse haben in den letzten Jahren zu einem gesellschaftlichen Umdenken bezüglich des Einsatzes fossiler Energieträger geführt und es werden verstärkt Untersuchungen zum Einsatz regenerativer Energieträger, zum Beispiel Wind- oder Sonnenenergie, unternommen. Obwohl die Forschung auf diesen Gebieten große Fortschritte gemacht hat, sind diese Technologien aufgrund geringer Wirkungsgrade und hoher Kosten als Ersatz für herkömmliche Energieträger noch nicht geeignet.

Auch die Kernenergie, welche eine große Rolle bei der Stromversorgung spielt, verlor in der Bundesrepublik Deutschland mehr und mehr an Akzeptanz innerhalb der Gesellschaft und kommt deshalb als Ersatz für die konventionellen Energieträger Kohle, Erdöl und Erdgas ebenfalls nicht in Frage. Im Gegenteil, die neuesten Entwicklungen zeigen, dass durch die Stilllegung bestehender nuklearer Kraftwerke eine weitere Verschärfung der oben genannten Probleme auf uns zukommen könnte.

Auf der einen Seite ist man sich also der Verknappung der bisher eingesetzten nicht regenerierbaren Energieträger und der durch ihren Einsatz verursachten Schäden bewusst, auf der anderen Seite sind Alternativen aufgrund technischer oder gesellschaftlicher Probleme nicht in Sicht. Es bleibt deshalb nur die Möglichkeit, die vorhandenen Technologien zur Energiewandlung weiterzuentwickeln und durch verbesserte Techniken zu ersetzen und damit die Effizienz der Energiewandlung und Energieübertragung zu verbessern.

Besonders bei der Wärmeübertragung mit Phasenwechsel (Sieden und Kondensation) stellt die Erhöhung der Effizienz der dafür eingesetzten Anlagen ein erhebliches Potential zur Reduzierung des Primärenergiebedarfs dar, da Bauteile zur Wärmeübertragung, sogenannte Wärmeübertrager, weit verbreitet im Einsatz sind und in der Industrie, beim Kleinverbraucher, im Verkehr und im Haushalt benutzt werden. Durch eine Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften dieser Bauteile können Einsparungen beim Energie- und Materialbedarf bei der Herstellung und im Betrieb erreicht werden.

Durch den Einsatz verbesserter Wärmeübertrageroberflächen kann man die zur Wärmeübertragung notwendige Oberfläche verringern, was insgesamt zu einer kleineren Baugröße führt. Verbesserte Oberflächen verringern zudem die zur Wärmeübertragung notwendige Temperaturdifferenz (Grädigkeit) zwischen Primär- und Sekundärmedium und ermöglichen es damit, auch Wärmeströme mit exergetisch niederwertiger Wärme zu nutzen. Dies wurde auch von der Industrie erkannt, welche schon seit Beginn der 80`er Jahre die Entwicklung neuer Wärmeübertragerelemente mit strukturierten Oberflächen fordert (Webb und Bergles, 1983). Seitdem sind viele Untersuchungen zur Verbesserung der Wärmeübertragung durchgeführt und veröffentlicht worden; allgemeine Beschreibungen der dazu zur Verfügung stehenden Möglich-

keiten sind unter Anderem bei Bergles et al. (1983, 1984, 1995a) und Webb et al. (1983) zu finden.

Die Entwicklung der Wärmeübertrager zielt in den letzten Jahren in Richtung immer kompakterer Anlagen. Daraus folgt, dass bisher verwendete Wärmeübertrageroberflächen (Glattoberflächen oder Makrostrukturen) aufgrund ihrer begrenzten Wärmeübertragungsfähigkeit immer weniger eingesetzt werden können. Neue Wärmeübertrageroberflächen müssen entwickelt und untersucht werden. Eine Möglichkeit zur weiteren Verbesserung der Wärmeübertragung beim Sieden bieten zum Beispiel Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen. Diese neuen Hochleistungsverdampferoberflächen ermöglichen die Wärmeübertragung bei gegebenen Wärmestromdichten (weit unterhalb der kritischen Wärmestromdichte) mit erheblich kleineren Temperaturgefällen, was insbesondere bei kleinen verfügbaren Antriebstemperaturdifferenzen von großer Bedeutung ist. Ursache für das verbesserte Wärmeübertragungsverhalten sind bisher wenig verstandene Mechanismen der Entstehung, des Wachstums und des Transports von Dampfblasen im Bereich der komplexen hinterschnittenen Oberflächenstrukturen.

Die für die Auslegung einer Verdampferoberfläche notwendigen Parameter umfassen die Stoffeigenschaften des Fluids, die Betriebsbedingungen und die Oberflächen- und Materialeigenschaften der Heizwand. Die Beschreibung des Wärmeübergangs beim Sieden ist ein sehr komplexer Vorgang, welcher von allen angegebenen Parametern abhängt, wobei sich diese teilweise noch gegenseitig beeinflussen. Deshalb gibt es bis heute keine allgemein gültigen theoretischen Modelle zur Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten von Wärmeübertrageroberflächen. Alle bisher entwickelten Ansätze beruhen auf empirischen Beziehungen und sind nur unter bestimmten Randbedingungen, zum Beispiel für bestimmte Oberflächen, Fluide, Temperaturen oder Drücke gültig. Die Einflüsse der Stoffeigenschaften des Fluids und der Betriebsbedingungen können durch bestehende empirische Korrelationen innerhalb einer vertretbaren Fehlertoleranz beschrieben werden. Dagegen verhindern die noch nicht vollständig untersuchten Einflüsse der Materialeigenschaften, der Oberflächenbeschaffenheit und der Geometrie einer Heizfläche eine ausreichende Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten. Die Formulierung eines Modells ist auch in nächster Zukunft nicht zu erwarten, und so muß sich die Entwicklung verbesserter Wärmeübertrageroberflächen weiterhin auf experimentelle Untersuchungen stützen. Die bisher veröffentlichten empirischen Ansätze für Glatt- oder Rippenoberflächen können mit Sicherheit nicht ohne weiteres auf neue, komplexere Oberflächenstrukturen angewendet werden. Eine Anpassung der bestehenden Korrelationen bzw. die Aufstellung neuer Korrelationen ist notwendig. Die Grundlage dafür bilden auch weiterhin experimentelle Untersuchungen mit den neuentwickelten Wärmeübertrageroberflächen.

Zum besseren Verständnis der thermofluidodynamischen Vorgänge beim Behältersieden an Rohren mit hinterschnittenen Oberflächenstrukturen wurden im Rahmen dieser Arbeit experimentelle Untersuchungen mit den Kohlenwasserstoffen Propan und n-Pentan bei Sättigungstemperaturen im Bereich von 253 K bis 293 K durchgeführt. Als Versuchsrohre wurden Glattrohre als Referenz, industriell eingesetzte Rippenrohre (GEWA-K, GEWA-T) und Rohre mit hinterschnittenen Oberflächenstrukturen (im folgenden Text als TO1 bis TO9 bezeichnet) verwendet. Alle genannten Versuchsrohre wurden als Einzelrohre getestet. Zur Durchführung der Experimente wurde ein Flüssiggas - Versuchsstand ausgelegt und aufgebaut. Die Visualisierung der Verdampfungsvorgänge an der Wärmeübertrageroberfläche und der Zweiphasenströmung von der Oberfläche ist durch die Konzeption des Versuchsstands ebenfalls möglich.

2 WÄRMEÜBERTRAGER

2.1 Grundlagen der Wärmeübertragung

Auch wenn es den meisten Nutzern nicht bewusst ist, gehören Wärmeübertrager zu den heute am häufigsten eingesetzten technischen Bauteilen. So gut wie jeder technische Prozeß erzeugt Wärme, welche am Ort ihrer Entstehung entweder nicht erwünscht ist oder eher an einem anderen Ort benötigt wird. Wird bezüglich der entstehenden Wärme nichts unternommen, geht diese Energie für den Prozeß verloren da sie hier nicht weiter genutzt werden kann, oder es tritt sogar eine Schädigung der beteiligten Bauteile durch Überhitzung ein. Die Wärme muß also von einem Ort an einen anderen transportiert werden, wo sie entweder weiter genutzt werden kann oder wenigstens keinen Schaden anrichtet.

Der Transport thermischer Energie kann durch Strahlung, Leitung oder Konvektion erfolgen. Er erfolgt in Festkörpern allein durch Wärmeleitung (Elektronen- und Photonentransport), in Flüssigkeiten und Gasen liegt eine Kombination aus Wärmeleitung, Konvektion (Energietransport durch strömende Bewegung) und Wärmestrahlung vor (Baehr und Stephan, 1998).

Die Wärmestrahlung ist für die Energieübertragung bei mäßigen Temperaturen nur bedingt geeignet, da der übertragbare Wärmestrom von der Differenz der vierten Potenzen der Temperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke abhängt. Da bei der technischen Anwendung der hier untersuchten Wärmeübertrageroberflächen die Wärmestrahlung keine wesentliche Rolle spielt, wird nicht weiter auf diese Form des Energietransports eingegangen.

Bei der Wärmeleitung und Konvektion erfolgt die Wärmeübertragung durch Transportvorgänge auf Molekularebene aufgrund eines im Material vorliegenden Temperaturgradienten und kann durch das Grundgesetz des molekularen Wärmetransports nach Fourier (Gl. 2.1) beschrieben werden.

$$q' = \lambda \frac{\Delta T}{\Delta n} \quad (2.1)$$

Man unterscheidet zwischen Leitung und Konvektion aufgrund der zwischen den Wärmeaustauschmedien existierenden Relativgeschwindigkeit. Bei Wärmeleitung befinden sich die Medien in Ruhe zueinander, bei Konvektion nicht. Die Wärmeübertragung erfolgt sensibel (ohne Phasenwechsel) oder latent (mit Phasenwechsel) zwischen zwei Stoffen mit gleichen oder unterschiedlichen Aggregatzuständen.

Bezogen auf die Aufgabenstellung der vorliegende Arbeit ist die Beschreibung des Wärmeübergangs von einem Festkörper auf ein angrenzendes Fluid von besonderem Interesse. Die Grundlage zur Bestimmung des Energietransports ist die von Prandtl (1904) beschriebene Grenzschichttheorie, welche die sehr komplexen Zusammenhänge der in der Grenzschicht vorhandenen Strömungsgeschwindigkeits- und Temperaturfelder aufzeigt.

Aufgrund dieser Komplexität wurde zur Charakterisierung einer Wärmeübertrageroberfläche der Wärmeübergangskoeffizient α definiert,

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T} \quad (2.2)$$

welcher auch dimensionslos als Nusseltzahl dargestellt werden kann.

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (2.3)$$

In der Regel ist es die Aufgabe von technischen Wärmeübertragern, Energie nicht nur von einem Festkörper an ein Fluid zu übertragen, sondern der Festkörper dient als Trennwand zwischen zwei Fluiden mit unterschiedlichen Temperaturen, welche die Wärmequelle und Wärmesenke darstellen. In diesem Fall besteht die Gesamtwärmeübertragung aus drei separaten Vorgängen, zuerst die Wärmeübertragung von einem Fluid (Wärmequelle) an die Wand, dann die Wärmeleitung im Festkörper und schließlich wieder die Wärmeübertragung an ein weiteres Fluid (Wärmesenke). Die Kombination von Wärmeübergangs- und Wärmeleitungsvorgängen wird als Wärmedurchgang bezeichnet.

Als Beispiel soll hier das Schema der Wärmeübertragung zwischen zwei Fluiden mit Hilfe eines stationär betriebenen Wärmeübertragers mit festen Trennwänden dargestellt werden (VDI-Wärmeatlas, Kapitel Ca, 1997). Abbildung 2.1 zeigt die an einem solchen Wärmeübertrager anstehenden Wärme- und Stoffströme und ihre für die Wärmeübertragung wichtigen thermodynamischen Stoffeigenschaften.

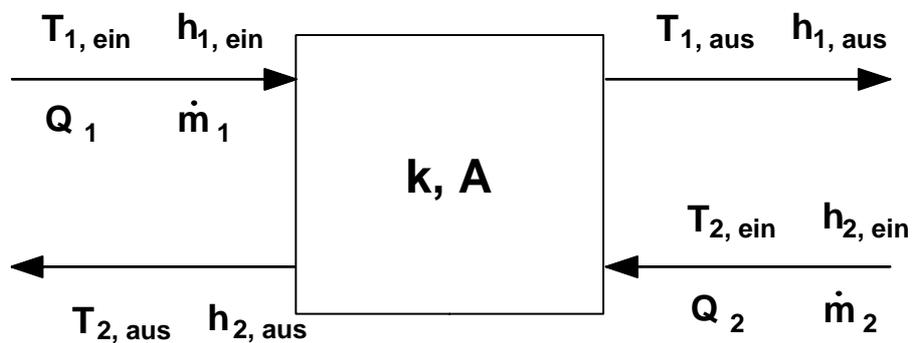


Abbildung 2.1 Schematische Darstellung eines Wärmeübertragers

Integriert man die örtlichen Wärmestromdichten über die gesamte Wärmeübertragungsfläche A , erhält man den insgesamt übertragenen Wärmestrom, welcher unter Annahme eines mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten k und einer mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m als

$$\dot{Q} = k A \Delta T_m \quad (2.4)$$

dargestellt werden kann.

2.2 Klassifizierung von Wärmeübertragern

Einige Möglichkeiten zur Einordnung von Wärmeübertragern wurden ausführlich von Shah und Mueller (1988) beschrieben. So ist es möglich, die verschiedenen Wärmeübertrager hinsichtlich ihrer Bauart, der Art des Wärmetransports, der Anzahl der eingesetzten Fluide oder weiterer Kriterien zu klassifizieren.

Die Abbildung 2.2 zeigt eine Modifikation der Klassifizierung von Shah und Mueller (1988), welche bezüglich der in dieser Arbeit untersuchten Wärmeübertrageroberflächen mit hinter-schnittenen Oberflächenstrukturen erweitert wurde.

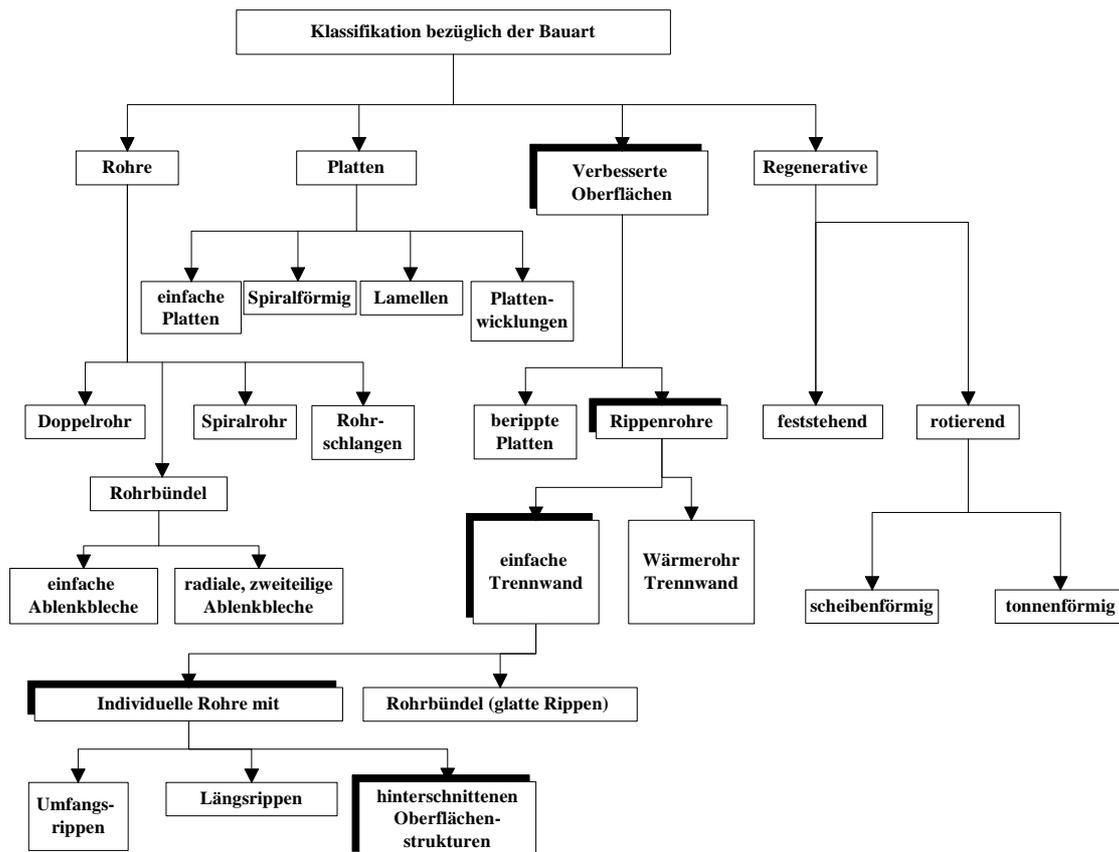


Abbildung 2.2: Modifizierte Klassifizierung von Wärmeübertragern nach Shah and Mueller (1988)

Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten rohrförmigen Oberflächen sollen als Ersatz für bisher in Rohrbündelwärmetauschern eingesetzte Rohre mit glatter oder niedrigberippter Oberfläche dienen. Rohrbündelwärmetauscher bestehen im Allgemeinen aus einem in einem zylindrischen Behälter untergebrachten Rohrbündel. Weitere Komponenten sind Kopf- und Endstücke mit unterschiedlichen Anschlüssen und verschiedene im Behälter untergebrachte Prall- oder Umlenkleche. Der Aufbau solcher Wärmetauscher ist anhand des TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) Standards festgelegt.

2.3 Ökonomische Hintergründe

Ein Grund für die Entwicklung neuer oder die Verbesserung bestehender Technologien sind die mit ihrem Einsatz verbundenen Kosten. Die steigende Konkurrenz auf dem sich mehr und mehr konsolidierenden Weltmarkt zwingt die Industrie, die Produktionskosten zu reduzieren, um auf dem Markt bestehen zu können. Dazu ist es notwendig, die Investitionskosten technischer Anlagen, zum Beispiel durch die Anwendung der Prozessintensivierung, zu verringern.

Die Prozessintensivierung hat zum Ziel, die Kapitalkosten einer industriellen Anlage zu reduzieren. Ein wesentlicher Anteil der Kapitalkosten bei der Errichtung einer technischen Anlage wird von Kosten für Neben- und Hilfsaggregate bestimmt. Dieser sogenannte Installationsfaktor kann das Fünffache der Kosten der Hauptkomponenten der Anlage ausmachen. Die Reduzierung der Anlagengröße kann daher zu erheblichen Einsparungen der Kapitalkosten der Gesamtanlage führen.

Eine umfassendere Definition der Prozessintensivierung ist die Analyse und Berücksichtigung sowohl technischer als auch wirtschaftlicher Erfordernisse, sowie der Einsatz innovativer Methoden bei der Entwicklung neuer Technologien und deren Optimierung (Green, 1998). Eine Möglichkeit zur Reduzierung der Größe einer technischen Anlage ist der Einsatz kompakter Baugruppen, zum Beispiel kompakter Wärmeübertrager (Thonon und Mercier, 1997). Dass sich die Investition in die Entwicklung verbesserter Wärmeübertrager lohnt, zeigen verschiedene Marktanalysen, welche den Umsatz von Wärmeübertragern für das Jahr 1996 auf dem europäischen Markt mit 3.61 Milliarden US Dollar beziffern, mit einer vorhergesagten Steigerung auf 4.43 Milliarden US Dollar bis zum Jahr 2003 (Anon., 1997a). In Deutschland, dem Land mit dem größten Umsatzanteil, wurden im Jahr 1996 Wärmeübertrager im Wert von 940 Mio. DM (Anon., 1997b), bzw. im Jahr 1997 im Wert von 983 Mio. DM hergestellt (Anon., 1998).

Angaben zur Verteilung der Wärmeübertrager auf die verschiedenen Industriezweige sind schwierig, da ein großer Anteil der Produktion auf Geräte mit unbestimmtem Einsatzzweck entfällt. Die Abbildungen 2.3 und 2.4 zeigen, soweit bekannt, die Zusammensetzung der Produktion von Wärmeübertragern in Deutschland für die Jahre 1996 und 1997.

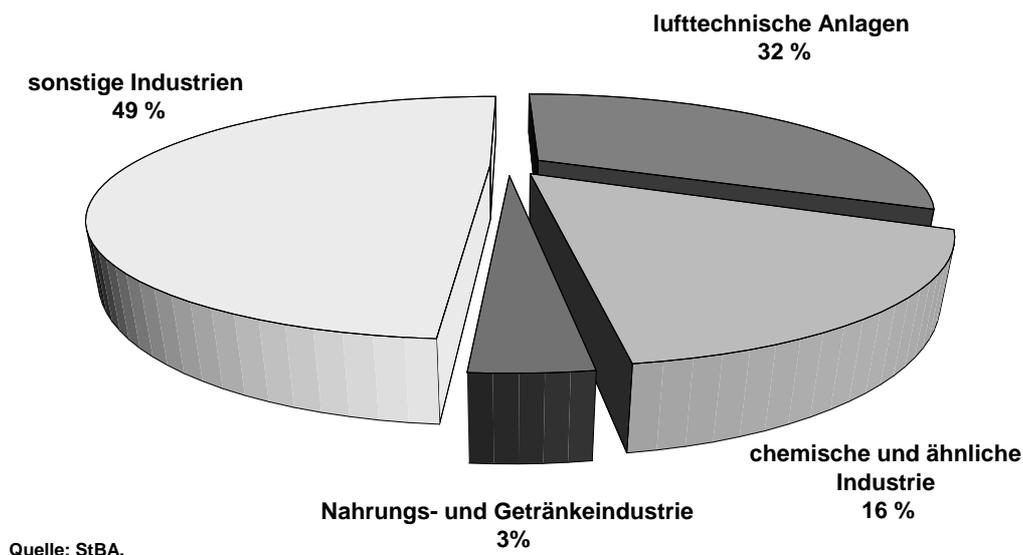
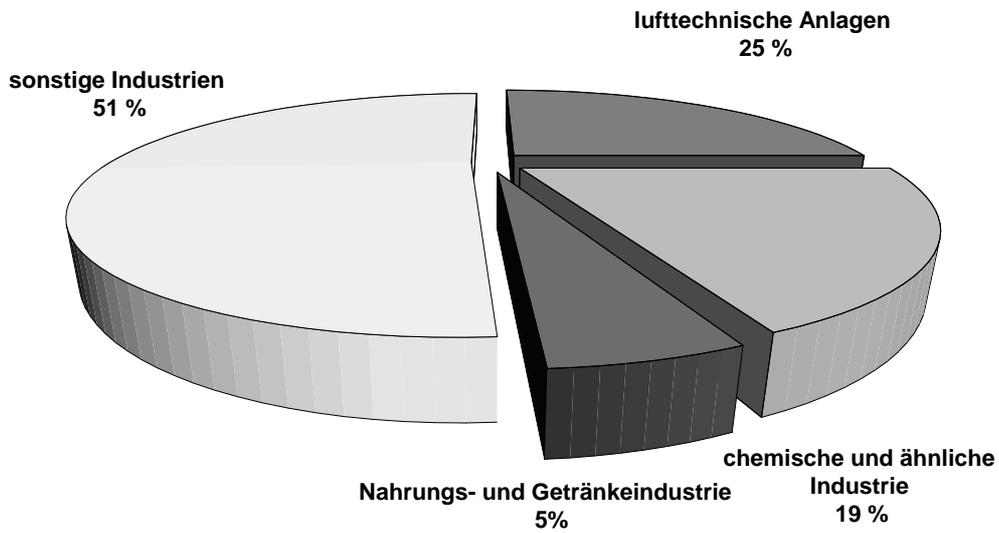


Abbildung 2.3 Zusammensetzung der Produktion von Wärmeübertragern 1996, Bundesrepublik Deutschland



Quelle: StBA.

Abbildung 2.4 Zusammensetzung der Produktion von Wärmeübertragern 1997, Bundesrepublik Deutschland

Die Verteilung bezüglich der Bauart der Wärmeübertrager beziehungsweise der verwendeten Wärmeübertragerelemente auf dem europäischen Markt zeigt die Abbildung 2.5.

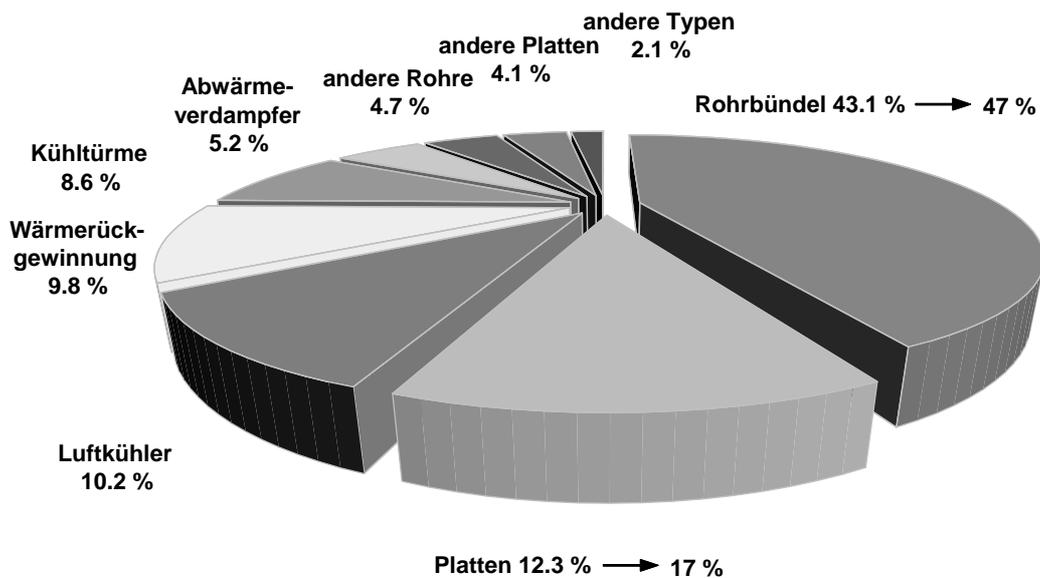


Abbildung 2.5 Verteilung der verschiedenen Wärmeübertragerbauarten auf dem europäischen Markt

Die prozentualen Angaben entsprechen Werten aus den frühen 90er Jahren mit aktualisierten Zahlen aus dem Frost & Sullivan Report - Compact Heat Exchangers - von 1995. Es zeigt sich deutlich der Trend, dass sich die Dominanz der Platten- und Rohrbündelwärmetauscher auf dem Wärmeübertragermarkt noch verstärkt, wobei die Rohrbündelwärmetauscher einen wesentlich höheren Marktanteil haben. Dies ist ein weiteres Indiz dafür, dass eine Intensivierung der Forschung auf dem Gebiet der Verbesserung der Wärmeübertragung von rohrförmigen Wärmeübertrageroberflächen sinnvoll ist.

2.4 Kompakte Wärmübertrager

Laut Shah und Müller (1988) wird ein Wärmeübertrager als kompakt bezeichnet, wenn seine Wärmeübertragungsoberfläche pro Kubikmeter größer als $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ist. Andere Autoren verwenden geringere Werte, zum Beispiel gibt Reay (1996) als Grenzwert $200 \text{ m}^2/\text{m}^3$ an. In Abbildung 2.6 ist eine Einteilung der verschiedenen Bauarten von Kompaktwärmeübertragern dargestellt (Reay, 1999).

Viele Plattenwärmeübertrager erfüllen diese Bedingung für kompakte Wärmeübertrager schon seit langem, bei Rohrbündelwärmetauschern ist dies erst durch den Einsatz von strukturierten Oberflächen zu erreichen. Da Plattenwärmeübertrager nicht zum Umfang dieser Arbeit gehören, soll hier nicht näher auf diese Bauteile eingegangen werden. Ausführliche Informationen über Kompaktwärmeübertrager mit plattenförmigen Wärmeübertragerelementen finden sich in der Literatur, zum Beispiel bei Thonon (1998) oder Shah (1997, 1999) und vielen anderen Autoren.

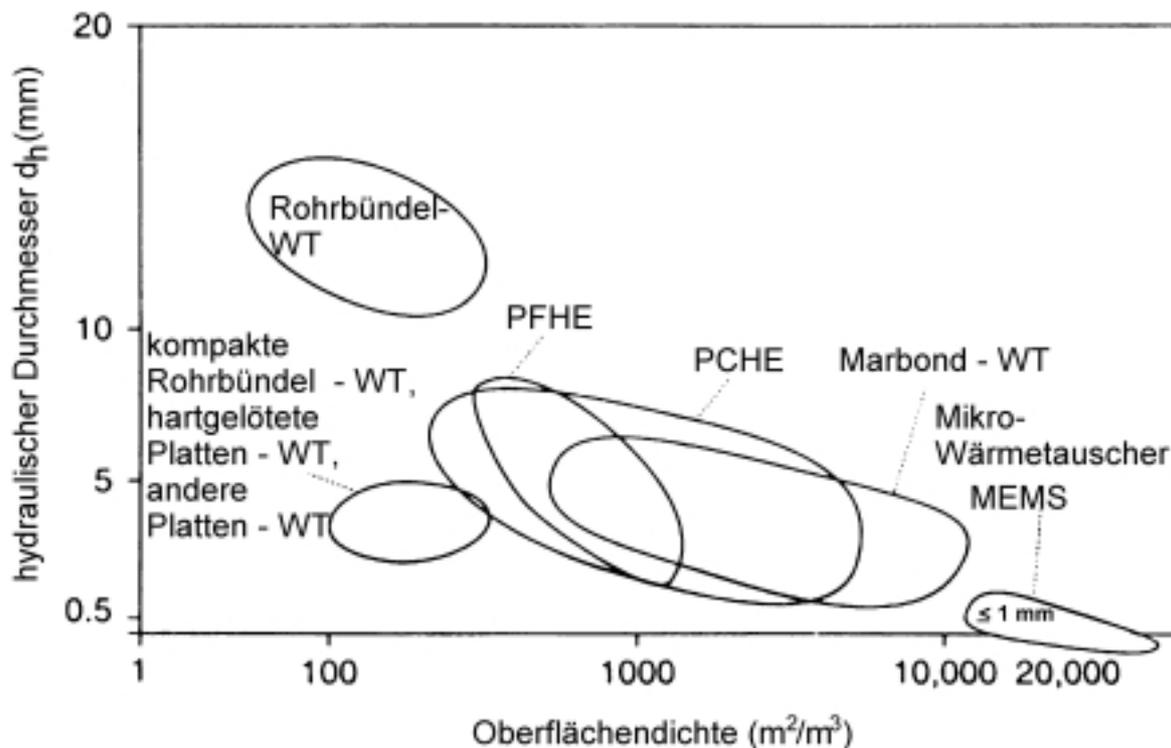


Abbildung 2.6 Einordnung von Wärmeübertragern aufgrund der Oberflächendichte und des hydraulischen Durchmessers (Reay, 1999)

Aber auch rohrförmige Wärmeübertragerelemente mit verbesserten Oberflächen finden in der Industrie immer mehr Verwendung, z.B. bei Gasverflüssigungsanlagen (Collins et al., 1995) und in Kälteanlagen. Weitere Veröffentlichungen zu diesem Thema finden sich zum Beispiel bei Webb (1981, 1994) und Webb et al. (1983, 1985, 1988, 1995a).

Der Einsatzbereich von verbesserten Wärmeübertrageroberflächen liegt bei geringer oder moderater Wandüberhitzung im Bereich des Blasensiedens und weit unterhalb der kritischen Wärmestromdichte (CHF). Hier ist gegenüber konventionellen Oberflächen ein um ein Vielfaches besserer Wärmeübergang möglich. Die Verbesserung der Wärmeübertragung wird durch die Vergrößerung der aktiven Wärmeübertrageroberfläche erreicht, aber auch durch eine Intensivierung der Wärmeübertragung selbst. Die Strukturen dieser verbesserten Oberflächen haben also einen direkten Einfluß auf die Wärmeübertragungsvorgänge.

Verschiedene verbesserte Oberflächen wurden in den letzten Jahren entwickelt und auch zum Patent angemeldet. Eine Auflistung nach Thome (1990) enthält einige Beispiele von patentierten Oberflächen, auf die aber nicht näher eingegangen werden soll. Die entsprechenden Oberflächenstrukturen sind in Abbildung 2.7 dargestellt. Für den industriellen Einsatz haben sich bisher nur wenige Oberflächen durchgesetzt, zum Beispiel High Flux (Union Carbide), Thermoexcel (Hitachi Cable), Turbo (Wolfertine), ECR (Furukawa) und GEWA-Oberflächen (Wieland Werke AG, Ulm).

Der verbesserte Wärmeübergang an strukturierten Oberflächen wird mit physikalischen Mechanismen in Verbindung gebracht, welche zu begünstigtem Entstehen, Wachstum und Abtransport von Dampfblasen führen. Es sind bisher einige einfache Modelle entwickelt worden, zum Beispiel von Nakayama et al. (1980) und Chien und Webb (1998a), obwohl die dafür verantwortlichen Mechanismen bisher nicht durch Beobachtungen der dynamischen Vorgänge bestätigt worden sind.

Wenig bekannt sind auch die Anforderungen, welche an die Geometrie einer Oberfläche gestellt werden müssen, um die gewünschten Eigenschaften bei der Wärmeübertragung zu erreichen. Die Erforschung der Beeinflussung der Wärmeübertragung durch die Geometrie der Oberflächenstruktur, unter Berücksichtigung der thermophysikalischen Eigenschaften des Wärmeträgers und der Verdampferoberfläche, muß deshalb das Ziel weiterer Untersuchungen sein.

Obwohl seit Jahrzehnten auf dem Gebiet der Wärmeübertragung durch Blasensieden geforscht wird, ist bis heute noch keine Beschreibung oder Modellierung der dafür relevanten thermodynamischen Prozesse möglich. Einzig eine Handvoll empirischer Korrelationen für glatte oder einfach strukturierte Oberflächen steht bisher zur Verfügung (siehe Kapitel 4.6), die Aufschlüsse über die Qualität einer Oberfläche bei bekannter Geometrie geben können, für komplexere Strukturen ist selbst dies bis heute noch nicht möglich. Das bedeutet, dass die heute in der Industrie gebräuchlichen Oberflächen empirisch und unter den Gesichtspunkten einfacher Herstellbarkeit und geringer Herstellungskosten entwickelt werden. Da dies ein kostenintensives Verfahren ist, besteht seitens der Hersteller ein großes Interesse an der Erforschung der Grundlagen der Wärmeübertragung und Dampfblasenbildung beim Sieden an strukturierten Hochleistungsverdampferoberflächen.

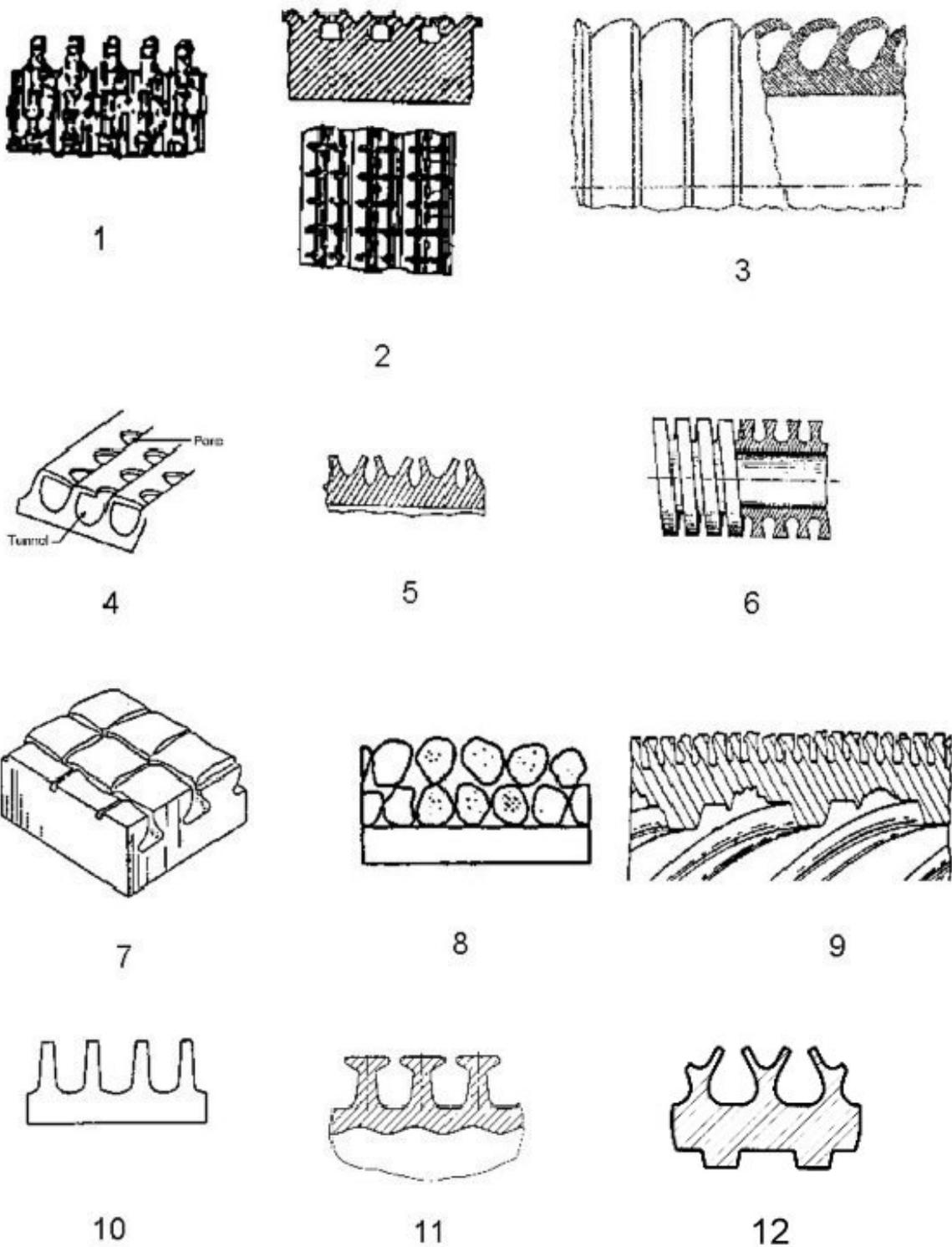


Abbildung 2.7 Beispiele für verbesserte Wärmeübertrageroberflächen: 1 - Ware (1967), 2 - Szumigala (1971), 3 - Webb (1972), 4 - Fujie et al. (1977) Thermoexcel -E Hitachi, 5 - Brother und Kallfelz (1979), 6 - Saier et al. (1979), 7 - Fujikake (1980) ECR-40 Furukawa Electric, 8 - Highflux Union Carbide, 9 - Turbo-B Wolferine Tube, 10 - GEWA-K Wieland Werke AG, 11 - GEWA-T Wieland Werke AG, 12 - GEWA-SC Wieland Werke AG

3 GRUNDLAGEN DES BEHÄLTERSIEDENS

3.1 Wärmeübertragung beim Behältersieden

Die Wärmeübertragung von einer Heizfläche an ein umgebendes Fluid bei Sättigungszustand kann nach Nukijama (1934) in mehrere Bereiche unterteilt werden, welche nach unterschiedlichen thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten beschrieben werden müssen. Man unterscheidet zwischen konvektiver Wärmeübertragung ohne Blasenbildung, dem Blasensieden, dem Übergangsbereich zwischen Blasen- und Filmsieden (instabiles Filmsieden) und dem stabilen Filmsieden (Abb. 3.1).

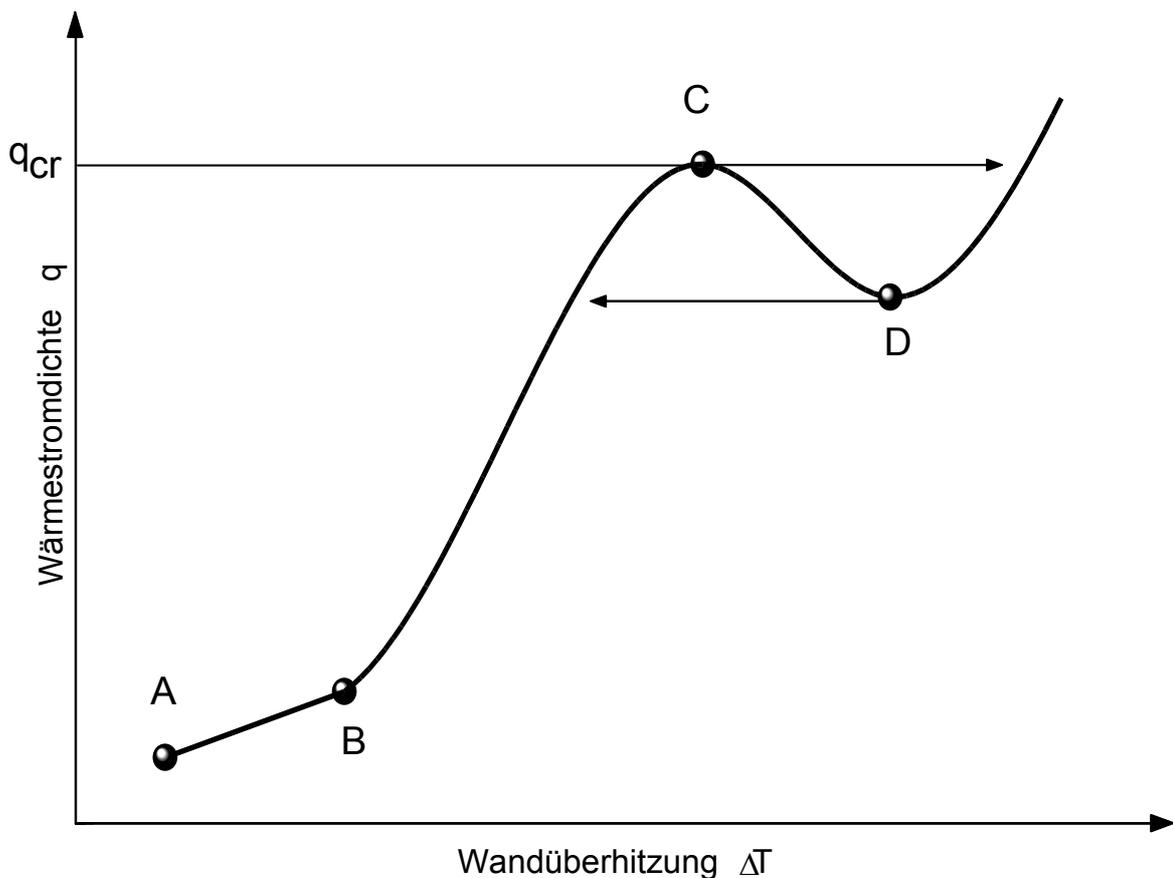


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung einer Siedekurve

Im Bereich der freien Konvektion (A-B) wird die Wärme ohne Phasenübergang bei geringen Temperaturdifferenzen übertragen. Darauf folgt im Punkt B der Übergang zum Blasensieden, wobei besonders geeignete Keimstellen aktiviert werden und das Blasensieden (B-C) einsetzt. Mit steigender Wärmestromdichte nimmt die Anzahl der aktiven Keimstellen und die Blasenfrequenz zu, bis sich bei Erreichen der kritischen Wärmestromdichte (C) auf der gesamten Heizwand ein noch instabiler Dampffilm bildet. Der Bereich des instabilen Filmsiedens (C-D) ist gekennzeichnet durch einen deutlichen Rückgang des Wärmeübergangskoeffizienten, welcher erst nach dem Überschreiten des Leidenfrostpunkts (D) mit dem Einsetzen des stabilen Filmsiedens wieder ansteigt.

3.2 Blasensieden

Für technische Anwendungen ist der Bereich des Blasensiedens am interessantesten, da hier hohe Wärmeströme bei geringen Wandüberhitzungen übertragen werden können. Die guten Wärmeübertragungseigenschaften sind auf eine wachsende Anzahl aktiver Keimstellen und die Erhöhung der Blasenfrequenz mit steigender Wärmestromdichte zurückzuführen, wodurch eine zunehmende Verwirbelung der Flüssigkeit an der Heizfläche durch die sich ablösenden Blasen entsteht. Diese Turbulenzen in der wandnahen Flüssigkeitsschicht verhindern die Entstehung eines geschlossenen Dampffilms und ermöglichen das Nachströmen kälterer Flüssigkeit an die Heizwand.

Oft wird das Blasensieden noch weiter unterteilt, in einen Bereich des diskreten Blasensiedens und in einen Bereich des voll entwickelten Blasensiedens. Beim diskreten Blasensieden entstehen Einzelblasen, welche sich auch als solche ablösen. Beim voll entwickelten Blasensieden verbinden sich einzelne Blasen zu größeren Blasenclustern.

Anhand fotografischer Aufnahmen unterschied Gaertner (1965) die verschiedenen Phasen beim Blasensieden aufgrund der unterschiedlichen Dampfstrukturen (Abb. 3.2).

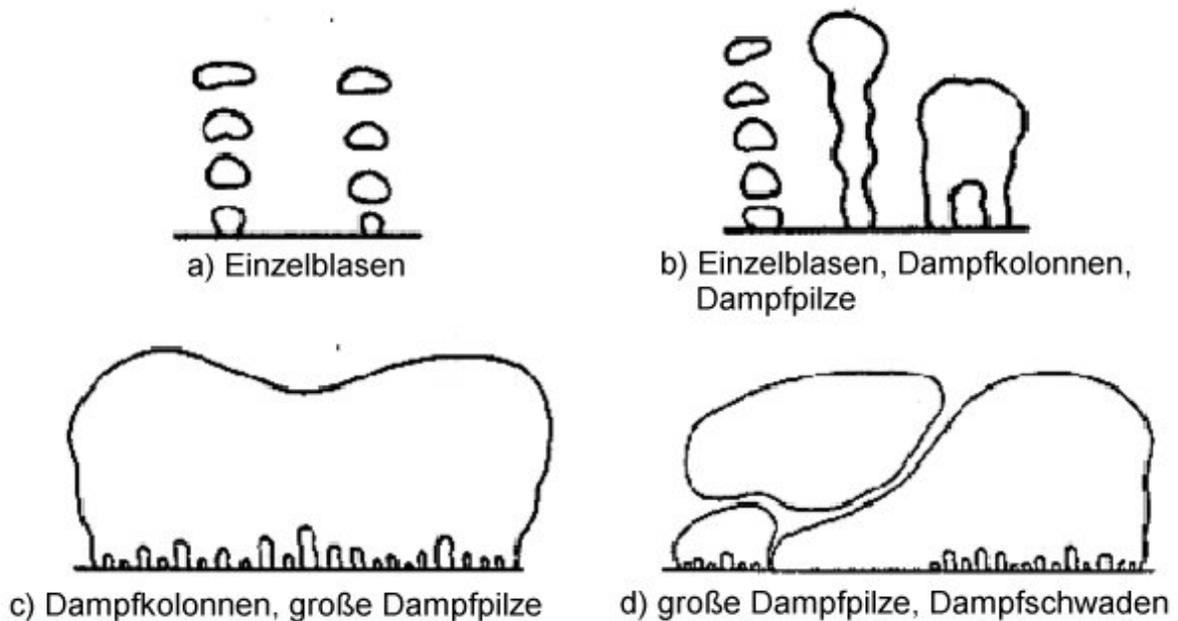


Abb. 3.2 Verschiedene Dampfstrukturen beim Blasensieden nach Gaertner (1965)

Nach dem Einsetzen des Blasensiedens entstehen zuerst Einzelblasen an allen aktiven Keimstellen (a). Im ersten Übergangsbereich (b) beginnen die Einzelblasen Dampfkolonnen (eine aktive Keimstelle mit hoher Blasenfrequenz) oder Dampfpilze (mehrere aktive Keimstellen bilden einen zusammenhängenden Dampfbereich) zu bilden. Gaertner unterteilt die Heizfläche in einen Anteil ohne bzw. mit nur einer geringen Anzahl aktiver Keimstellen und einen Anteil mit einer hohen Dichte an aktiven Keimstellen. Sind nur wenige Keimstellen aktiv, sind dieselben Mechanismen wie für den Bereich der Einzelblasenentstehung relevant. Entstehen aber viele Dampfkolonnen oder Dampfpilze, ist die Verdampfung an der Phasengrenze der dominante Mechanismus.

Für diesen ersten Übergangsbereich von Einzelblasen zu Dampfkolonnen wurde folgende Korrelation von Moissis und Berenson (1963) aufgestellt.

$$q' = 0.11 \sqrt{\beta} \rho_g \Delta h_{fg} \left(\frac{\sigma_g}{\rho_f \& \rho_g} \right)^{0.25} \quad (3.1)$$

Die einzelnen Dampfzylinder und Dampfkolonnen verbinden sich im dritten Bereich (c) zu großen, die ganze Heizfläche bedeckenden Dampfzylinder, welche aus vielen einzelnen Keimstellen gespeist werden. Die Wärme wird an der Phasengrenze der in die Grenzschicht reichenden Dampfstränge übertragen. Im zweiten Übergangsbereich (d) nimmt die Zahl der aktiven Keimstellen durch den Beginn der Entstehung eines Dampfzylinders auf der Heizfläche ab (instabiles Filmsieden). Dadurch wird die Wärmeübertragung verschlechtert.

Trotz der großen Anzahl der veröffentlichten Arbeiten zum Thema Blasensieden, sind die Versuche, allgemeingültige Modelle zu erstellen, bisher immer an ungenügenden Informationen über den Einfluß des Blasenwachstums und der Blasenablösung auf die Wärmeübertragung gescheitert.

Verschiedene Mechanismen wurden bisher identifiziert, welche bei einer Modellbildung zu berücksichtigen sind. Die bisher vorgestellten Korrelationen basieren aber meist nur auf einzelnen Mechanismen. Erst in den letzten Jahren wurde versucht, die gegenseitige Beeinflussung der verschiedenen Parameter zu berücksichtigen (Dhir, 1990, 1997).

Für die Wärmeübertragung beim Blasensieden werden vier Mechanismen beschrieben,

- c die instationäre Wärmeleitung im Bereich einer wachsenden Blase
Bei früheren Überlegungen wurde angenommen, dass durch eine wachsende Blase ein Geschwindigkeitsfeld in ihrer Umgebung entsteht. Die daraus abgeleitete Mikrokonvektion sollte für einen großen Teil der Wärmeübertragung von Heizwand zu Flüssigkeit verantwortlich sein. Die Korrelation von Forster und Zuber (1954) beruht auf dieser Vorstellung, ebenso ein Modell von Labuntsov (1959). Aufgrund der geringen Blasenwachstumsgeschwindigkeit, welche bei der Bestimmung der Reynoldszahl eingesetzt wird, kann die Wärmeübertragung aber nicht allein durch diesen Mechanismus erklärt werden (Kast, 1963).
- c Verdampfung an der Flüssigkeit-Dampfphasengrenze
- c verbesserte Naturkonvektion in unmittelbarer Nähe einer wachsenden Dampfblase
- c freie Konvektion im Bereich der Heizfläche ohne aktive Keimstellen, sowie ohne Beeinflussung durch die drei zuvor beschriebenen Mechanismen
Auch Han und Griffith (1965) unterteilten die Heizfläche in einen von der Blasenbildung beeinflussten und in einen davon unbeeinflussten Bereich. Im unbeeinflussten Bereich wird die Wärme nur durch freie Konvektion übertragen und ist mit den entsprechenden Korrelationen zu beschreiben. Im von der Blasenbildung beeinflussten Bereich wird die Wärme durch einen oder mehrere der oben genannten Mechanismen übertragen.

Im Bereich des diskreten Blasensiedens wird die meiste Wärme durch transiente Wärmeleitung in die an die Heizwand angrenzende Flüssigkeit übertragen. Nach dem Einsetzen der Blasenbildung wird diese überhitzte Flüssigkeitsschicht durch die Blasenablösung von der Heizfläche mit in das umgebende Fluid transportiert, wodurch wieder kühlere Flüssigkeit an die Heizfläche gelangen kann. Eine Beschreibung dieses Vorgangs findet sich bei Forster und Greif (1959).

Dhir (1997) gibt in einer Übersicht eine Korrelation für diesen Siedevorgang an, welche die transiente Wärmeleitung, die Konvektion von der Oberfläche ohne Keimstellen und die Verdampfung an der Phasengrenze berücksichtigt.

$$q = \frac{K^2}{2} d_0^2 N_A \Delta T \sqrt{\pi \lambda_f \rho_f c_{pf} f} \% \left(1 + \frac{K^2}{4} N_A \pi d_0^2 \right) \alpha_K \Delta T \% \alpha_{Bl} \Delta T N_A \frac{\pi}{4} d_0^2 \quad (3.2)$$

Die ursprünglich von Mikic und Rohsenow (1969) stammende Korrelation wurde von Judd und Hwang (1978) um den letzten Term erweitert. Dieser Term beschreibt die Dünnschichtverdampfung am Blasenfuß. Die Parameter dieser Korrelation (d_0 , f , K , N_A , α_K , α_{Bl}) müssen allerdings theoretisch bestimmt werden, was ihre Anwendbarkeit einschränkt. Arbeiten zur Bestimmung einiger der Parameter wurden von Whang und Dhir (1993a, 1993b) durchgeführt.

Nach Gaertner (1965) wird beim vollentwickelten Blasensieden der Hauptanteil der Wärme durch den Phasenwechsel in den Randbereichen der Dampfkolonnen übertragen. Die dafür notwendige Energie wird von der überhitzten Flüssigkeitsschicht zur Verfügung gestellt, wodurch die Wärmestromdichte berechnet werden kann, wenn entweder der von den Dampfkolonnen bedeckte Oberflächenanteil und die durchschnittliche Filmdicke oder die Verdampfungsrates einer Dampfkolonne und deren Anzahl bekannt ist. Ein Modell zur Beschreibung solcher Dampfkolonnen wurde von Lay und Dhir (1995) veröffentlicht.

3.3 Methoden zur Verbesserung der Wärmeübertragung

Die verschiedenen Methoden zur Verbesserung der Effizienz von Wärmeübertrageroberflächen können in passive und aktive Techniken unterteilt werden (Bergles, 1997). Da per Definition bei aktiven Techniken eine externe Energiezufuhr (elektrische oder akustische Felder, mechanische Schwingungen, etc.) notwendig ist, wodurch höhere Investitions- und Betriebskosten auftreten, finden sie zumeist keine industrielle Anwendung. Kommerziell interessanter sind die passiven Techniken, da schon mit einem geringen technischen und finanziellen Aufwand eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragung erreicht werden kann.

Die passiven Techniken können in verschiedene Kategorien unterteilt werden, wie zum Beispiel von Webb (1981, 1994), Dyundin (1990) und Bergles et al. (1983, 1985, 1995a) beschrieben.

In dieser Arbeit soll folgende Aufteilung der passiven Techniken gelten:

Verbesserung der Wärmeübertragung durch

- C mikroskopische Oberflächenvergrößerung durch mechanische oder chemische Behandlung zur Erhöhung der Oberflächenrauigkeit,
- C Beschichtung der Oberfläche zur künstlichen Keimstellenbildung, zum Beispiel durch Aufbringen einer poröse Beschichtung oder durch Oxidation etc.,
- C Turbulenzerzeugung durch Verwendung externer Bauteile auf der Heizfläche, zum Beispiel Draht, Netze, Filze, Hüllflächen oder Einzelelemente,
- C makroskopische Oberflächenvergrößerung (Strukturierung) durch Bearbeitung der Oberfläche, zum Beispiel durch das Herausarbeiten von Rippen oder hinterschnittenen Oberflächenstrukturen.

Die Abgrenzung der einzelnen Techniken untereinander ist zum Teil fließend, und es werden oft Kombinationen verschiedener Techniken eingesetzt.

In den letzten Jahrzehnten wurde eine Verbesserung der Wärmeübertragungsfähigkeit der Oberflächen hauptsächlich durch eine Vergrößerung der aktiven Wärmeübertragungsoberfläche erreicht. Weitere maßgebliche Verbesserungen sind heute durch den Einsatz einfacher Strukturen nicht mehr möglich, so dass neue, komplexere Oberflächenstrukturen vermehrt untersucht werden müssen. Hinsichtlich der weiteren Verbesserung der Wärmeübertragung bieten voraussichtlich Oberflächen das größte Potential, bei denen aufgrund ihrer Struktur nicht nur die Vergrößerung der Wärmeübertragungsoberfläche eine Rolle spielt, sondern auch veränderte Wärmeübertragungsphänomene zur Verbesserung beitragen.

4 LITERATURÜBERBLICK

Die folgende Zusammenfassung einiger Veröffentlichungen zum Thema Verbesserung der Wärmeübertragung von Verdampferoberflächen soll einen Überblick über die Bandbreite der Möglichkeiten geben und die unternommenen Anstrengungen auf diesem Gebiet darstellen. Insbesondere das Kapitel 4.4.2 ist für die vorliegenden Untersuchungen relevant.

4.1 Mikroskopische Oberflächenvergrößerung

Erste Untersuchungen zur Verbesserung der Wärmeübertragung beim Sieden von Wasser wurden von Jakob und Fritz (1931) durchgeführt. Durch die Verwendung von sandgestrahlten Heizflächen bzw. Heizflächen mit sich überkreuzenden Rillen wurde der Wärmeübergangskoeffizient um den Faktor 1.3 bzw. 3 verbessert. Diese sowie nachfolgende Arbeiten von Jakob und Linke (1933, 1936) zum Sieden von Wasser, Tetrachlorkohlenstoff und der Lösung des Netzmittels Nekal BX in Wasser an vertikalen und horizontalen Heizflächen zeigten erstmals den Einfluß der Oberflächenrauigkeit auf die Wärmeübertragung beim Behältersieden. Aufgrund dieser Arbeiten wurden ein Zusammenhang zwischen der Anzahl der aktiven Keimstellen einer Oberfläche und der Wärmeübertragung hergestellt und Ähnlichkeitsbeziehungen für den Wärmeübergang aufgestellt. Vergleichbare Versuche mit rohrförmigen Oberflächen mit Rechteckrillen wurden von Sauer (1935) durchgeführt.

Nach diesen ersten Ergebnissen geriet die Forschung auf diesem Gebiet ins Stocken und erst in den 50'er Jahren wurden weitere Möglichkeiten zur Verbesserung von Wärmeübertrageroberflächen untersucht. Veröffentlichungen von Courty und Foust (1955), sowie von Bankoff (1957, 1958) vertieften die Kenntnisse über das Sieden an Oberflächen, speziell über den Einfluß der Oberflächenparameter auf die Blasenentstehung.

Untersuchungen beim Sieden von n-Pentan an Nickeloberflächen (Corty und Foust, 1955) zeigten einen quadratischen Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Rauigkeit, bis zum Erreichen eines Grenzwerts, ab dem nur noch eine geringe weitere Verbesserung festzustellen war.

Bankoff (1957, 1958) zeigte theoretisch den Zusammenhang zwischen Oberflächenstrukturen und der Verbesserung der Wärmeübertragung. Er untersuchte, ob eine nach Form und Größe bekannte Oberflächenstruktur in der Lage ist, nach dem Ablösen einer Blase einen Dampfrest zurückzuhalten und damit die erneute Blasenentstehung zu vereinfachen. Bankoff kam zu dem Schluß, dass einzelne Vertiefungen in einer Heizfläche besser zum Zurückhalten von Dampfresten geeignet sind als Kanäle, welche aber in den meisten Fällen den größeren Anteil der Rauigkeit einer Oberfläche ausmachen.

Diese analytischen Ergebnisse wurden von Clark et al. (1959) experimentell bestätigt. Mit Hilfe von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen aktiver Keimstellen in Rauigkeitsvertiefungen auf einer Heizfläche wurde nachgewiesen, dass die von Bankoff (1958) beschriebenen theoretischen Annahmen richtig waren. Weitere von Cornwell (1975, 1977) durchgeführte Experimente bestätigten dies ebenfalls.

Kurihara und Myers (1960) untersuchten das Sieden von Wasser, Azeton, n-Hexan, Kohlenstofftetrachlorid und Kohlenstoffdisulfid an einer waagrechten Platte. Sie bestimmten die Anzahl der aktiven Keimstellen durch visuelle Messtechniken und zeigten, dass mit steigender Oberflächenrauigkeit die Zahl der aktiven Keimstellen ansteigt, wodurch die Wärmeübertragung verbessert wird.

Die Verdampfung in einer thermischen Grenzschicht wurde von Hsu und Graham (1961) untersucht. Hsu (1962) veröffentlichte daraufhin eine theoretische Beschreibung dieses Vorgangs. Er zeigte, dass zum Blasenwachstum nicht nur Dampfreste in Oberflächenvertiefungen notwendig sind, sondern beschrieb auch den Einfluss des Krümmungsradius R der Phasengrenzfläche:

$$\Delta T_s \cdot \frac{2 \sigma}{R (dp/dT)_s} \quad (4.1)$$

Mechanisch aufgerauhte oder oxidierte Kupferplatten wurden von Berenson (1960, 1962) beim Sieden in n-Pentan untersucht. Die Ergebnisse der Versuche mit aufgerauhten Oberflächen zeigten, dass die Verdampfungskurve mit steigender Rauigkeit in Richtung geringerer Wandüberhitzungen verschoben wird, die Steigung der Verdampfungskurve für rauhere Oberflächen zunimmt und dass die maximale Wärmestromdichte kaum beeinflusst wird.

Basierend auf einer Veröffentlichung von Fritz (1935) bestimmte Stephan (1964) den Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Wärmeübergangskoeffizienten zu

$$\alpha \cdot c R_p^{0.133} \quad (4.2)$$

Die in dieser Gleichung verwendete Konstante c ist nach Stephan nur von der Wärmestromdichte und dem Betriebsdruck des Systems abhängig.

In einer Veröffentlichung von 1965 beschreiben Danilowa und Belskij eine ähnliche Korrelation, wobei sie allerdings anstatt der Glättungstiefe R_p die mittlere Rauhtiefe R_z verwenden.

$$\alpha \cdot c R_z^{0.2} \quad (4.3)$$

Experimentelle Untersuchungen von Fedders (1971) zeigten, dass der Rauigkeitseinfluss mit zunehmender Wärmestromdichte abnimmt. Aufgrund der kleiner werdenden Exponenten wird der Einfluss der Oberflächenrauigkeit geringer. Ergebnisse von Berensen (1962), wonach sich die Wärmeübergangskoeffizienten durch Veränderung der Heizflächenrauigkeit bis um den Faktor 6 steigern lassen, wurden von Fedders nicht bestätigt.

Mit einem Ätzverfahren hergestellte raue Oberflächen wurden von Schimmelpfennig (1973) untersucht. Die Oberfläche wurde mit einer fotoaktiven Schicht überzogen, welche die Keimstellenstruktur bestimmte. Nach einem Entwicklungsvorgang wurden die Keimstellen durch das anschließende Ätzen der Oberfläche herausgearbeitet. Nach diesem von Schimmelpfennig vorgeschlagenen Verfahren entstanden kegelförmige Keimstellen mit einem Durchmesser von 0.01 mm bis 0.15 mm am Kegelgrund und einer Tiefe von 0.1 mm.

Das Sieden von Methan, Ethan, Ethylen und flüssigem Stickstoff an Edelstahlrohren mit einer Oberflächenrauigkeit von $R_a = 0.58 \mu\text{m}$ bzw. $R_a = 0.14 \mu\text{m}$ bei Drücken im Bereich von 0.98 bis 14.7 bar wurden von Kravchenko et al. (1977, 1979) experimentell untersucht. Die Ergebnisse zeigen eine Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften von bis zu 30 % bei Rohren mit höherer Rauigkeit. Die experimentellen Ergebnisse konnten mit der von Tolubinskii (1974) vorgeschlagenen Korrelation (Gleichungen 4.4 und 4.5) mit einer Genauigkeit von $\pm 15\%$ ausreichend gut beschrieben werden.

$$Nu \cdot C \left(\frac{q}{\Delta h_{fg} \rho_g w_g} \right)^{n_1} Pr^{n_2} \quad (4.4)$$

mit

$$w_g \cdot 0.00036 p_r^{1.4} \quad (4.5)$$

Nishikawa et al. (1982) erweiterten die Korrelation von Stephan (1964) durch die Einführung eines druckabhängigen Exponenten des verwendeten Rauigkeitsparameters.

$$\alpha \cdot c R_p^{0.2(1 + p_r)} \quad (4.6)$$

Cooper (1984) dagegen setzte die Glättungstiefe als Parameter in den Exponenten der Druckfunktion ein.

$$\alpha \cdot C q^{0.67} p_r^{0.12 + 0.2 \log_{10} R_p} (\log_{10} p_r)^{0.55} M^{0.5} \quad (4.7)$$

Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß der Heizwandrauhigkeit auf die Wärmeübertragung beim Blasensieden wurden von Tanes (1976), Salem (1979), Knabe (1984), Blöchl (1986), Braun (1992), Schömann (1994), Schömann et al. (1994) und Luke (1996) durchgeführt.

Speziell die Arbeit von Luke (1996) gibt einen ausführlichen Überblick über den Stand der Forschung, sowie vorhandener Veröffentlichungen bezüglich der Abhängigkeit der Wärmeübertragung von der Oberflächenrauigkeit der Wärmeübertragerelemente. Weiterhin wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt mit dem Ziel, den Einfluß der Heizflächen-Mikrostruktur auf den Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden zu beschreiben. Dazu wurde die Wärmeübertragung an einzelnen horizontalen Kupfer- bzw. Stahlrohren mit unterschiedlicher Rauigkeit (mittlere Rauhtiefen von 0.16 µm bis 11.3 µm) untersucht. Die Versuche wurden mit den Kohlenwasserstoffen Propan und n-Hexan durchgeführt. Die Ergebnisse zeigten, dass die in der Literatur (VDI - Wärmetatlas, 1997) vorhandenen Potenzansätze (Gleichungen 4.8 bis 4.11), auf der Basis von genormten Rauigkeitswerten zur Beschreibung des Rauigkeitseinflusses in einem engen Bereich gut geeignet sind.

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} \cdot \left(\frac{q}{q_0} \right)^{n(p_r)} F(p_r) F_{WR} F_{WM} \quad (4.8)$$

mit

$$n(p_r) \cdot 0.9 + 0.3 p_r^C \quad (4.9)$$

$$F_{WR} \cdot \left(\frac{R_a}{R_{a,0}} \right)^{0.133} \quad (4.10)$$

$$F_{WM} \cdot \left(\frac{\lambda \rho c_p}{\lambda_0 \rho_0 c_{p,0}} \right)^{0.25} \quad (4.11)$$

Für größere Unterschiede der Rauigkeitswerte zu den genormten Werten wird eine Modifikation der oben genannten Potenzansätze vorgeschlagen, um die unterschiedliche Auswirkung der Beeinflussung der Wärmeübertragung durch die Oberflächenrauigkeit bei verschiedenen Drücken und Wärmestromdichten zu berücksichtigen. Die modifizierten Gleichungen lauten

$$n(p_r, R_a) = a + b p_r^{0.37} \% \frac{c}{1 + 200 (R_a / R_{a,0})^{10}} \quad (4.12)$$

und

$$F_{WR}(p_r, R_a) = \left(\frac{R_a}{R_{a,0}} \right)^{d + e \ln p_r} \quad (4.13)$$

Hübner et al. (1996) untersuchten den Einfluss der Oberflächenrauigkeit und der Rippengeometrie von Rippenrohren auf die Wärmeübertragung beim Behältersieden. Die Wärmeübergangskoeffizienten von Rohren mit Rippen in der Form eines Trapezoids, mit T-Rippen und mit Y-Rippen beim Sieden in Kältemitteln (R12, R114, R134a, R152a, R227) und Kohlenwasserstoffen (Ethan, Propan, Pentan, n-Hexan) wurden verglichen. Als weiterer Parameter wurde die unterschiedliche Oberflächenrauigkeit der Rohre variiert. Die Verbesserung der Wärmeübertragung beim einfach berippten Rohr (Trapezoid-Rippen) gegenüber der Glattoberfläche bis zum Faktor 2 beruht hauptsächlich auf der verbesserten Keimstellenwirkung an den Rippenenden aufgrund der höheren Rauigkeit durch die Oberflächenbearbeitung. Ein Versuch mit einem sandgestrahlten Rippenrohr, das dieselbe Oberflächenrauigkeit wie ein Glattrohr hatte, zeigte, dass unter Berücksichtigung der gesamten Heizfläche keine wesentlichen Unterschiede bei den Wärmeübergangskoeffizienten festzustellen waren. Dagegen konnten beim Einsatz von Rohren mit T-Rippen oder Y-Rippen deutliche Verbesserungen der Wärmeübertragung bis zum Faktor 4, in Abhängigkeit von Wärmestromdichte und reduziertem Druck, festgestellt werden.

4.2 Oberflächenbeschichtung

4.2.1 Poröse Oberflächen

Eine weitere Möglichkeit, künstlich Keimstellen zu erzeugen und damit die Wärmeübertragung an einer Heizfläche zu verbessern, ist die Beschichtung der Oberfläche mit einem porösen Material. Wichtige Parameter hinsichtlich der Qualität der Wärmeübertragung solcher Oberflächen sind die physikalischen Eigenschaften der porösen Schicht, das verwendete Beschichtungsmaterial, die Porosität und die Schichtdicke, aber auch die eingestellten Betriebsbedingungen Temperatur, Druck und Wärmestromdichte.

Eine der bekannteren, industriell eingesetzten porösen Beschichtungen ist die High Flux Oberfläche von Union Carbide, deren Entwicklung bereits in den 40er Jahren begann und welche ständig weiterentwickelt wurde (Milton, 1968, 1970, 1971; Milton und Gottzmann, 1972; Grant, 1974, 1977; Mascone, 1986). Folgende Veröffentlichungen beschreiben die verbesserte Wärmeübertragung an Rohren mit High Flux Oberflächen für verschiedene Fluide: Czikk et al. (1970), Gottzmann et al. (1971, 1973), Starner und Cromis (1977), Bergles und Chyu (1981).

Die Ergebnisse weiterer Untersuchungen zur Wärmeübertragung von porösen Oberflächen sind z.B. bei Marto und Rohsenow (1966), Almgren und Smith (1969), Oktay und Schmeckenberger (1972), Inoue (1974), Dyundin et al. (1975), Dahl und Erb (1976), Albertson (1977), Janowski et al. (1978), Fujii et al. (1979), Czikk und O'Neill (1979), Nishikawa et al. (1979), Shum (1980), Taborek (1980), Trepp und Hoffmann (1980), Oktay (1982), Bukin et al. (1982), Fujii (1984), Afgan et al. (1985), Shakir und Thome (1986), Venart et al. (1986), Styrikovich et al. (1987), Konev et al. (1987), Thome (1990) und Tehver et al. (1992) beschrieben.

Eine theoretische Beschreibung von Smirnov (1977) unterteilte die Verdampfung in porösen Strukturen in drei verschiedene Bereiche (Abb. 4.1), welche sich anhand der Wärmeübertragungsvorgänge unterscheiden lassen. In Abhängigkeit von einer definierten Temperaturdifferenz ΔT^* (Gl. 4.14) und der tatsächlichen Wandüberhitzung ΔT kann die Wärmeübertragung durch freie Konvektion mit Wärmeleitung ohne Blasenbildung ($\Delta T < \Delta T^*$), durch unterkühltes Sieden - Mikrowärmerohr - ($\Delta T > \Delta T^*$), wobei die entstandenen Blasen die poröse Struktur nicht verlassen, oder durch gesättigtes Sieden mit Blasenablösung aus der porösen Struktur dargestellt werden ($\Delta T \gg \Delta T^*$).

$$\Delta T^* \propto \frac{4 \sigma T_W}{\Delta h_{fg} l_{Po} \rho_g} \quad (4.14)$$

Eine weitere theoretische Beschreibung der Verdampfung an einer porösen Kapillarstruktur wurde von Kovalev et al. (1987, 1990) vorgestellt. Zur Aufstellung des Modells wurde angenommen, (1) dass innerhalb der porösen Struktur eine stationäre, stabile Verdampfung besteht; (2) dass die eindringende Flüssigkeit und der ausströmende Dampf verschiedene Kanäle benutzen und ein mechanisches Gleichgewicht zwischen den Phasen herrscht; (3) dass die Wärmeleitfähigkeit des porösen Materials gegenüber der des Fluids sehr groß ist und (4) dass die Wärmeübertragung hauptsächlich an der Phasengrenze stattfindet. Eine geringere Wärmeübertragung durch Konvektion innerhalb des einströmenden Fluids ist möglich. Zur Modellierung wird weiterhin festgelegt, dass die Struktur aus zylindrischen, ideal verbundenen Kanälen besteht, wodurch Druck und Temperatur nur von der Schichtdicke abhängig sind, und dass die gesamte poröse Oberfläche benetzt ist. Laut Kovalev et al. (1990) ist es mit Hilfe dieser theoretische Methode möglich, Korrelationen zur Beschreibung der Zweiphasenströmung und der Wärmeübertragung innerhalb einer porösen Struktur aufzustellen.

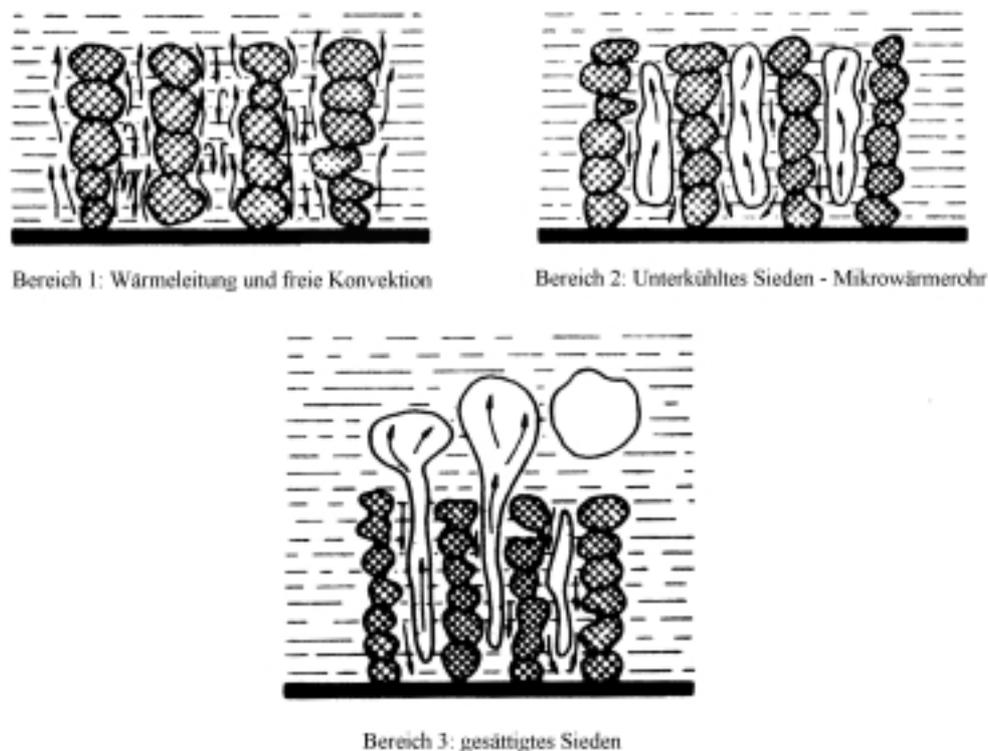


Abb. 4.1: Wärmeübertragung in porösen Oberflächen nach Smirnov (1977)

Die durchgeführten Untersuchungen an Oberflächen mit porösen Beschichtungen zeigen eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften in Abhängigkeit der Schichtdicke, der Porosität und des verwendeten Materials. Im industriellen Einsatz hat sich vor allem die High Flux Oberfläche von Union Carbide durchgesetzt.

4.2.2 Beschichtung mit Stoffen geringer Benetzbarkeit

Die Beschichtung einer Oberfläche mit nicht- oder schlechtbenetzenden Materialien soll die Dampfblasenbildung an einer beheizten Oberfläche intensivieren. Untersuchungen zu diesem Thema sind unter Anderem von Griffith und Wallis (1960), Hummel (1965), Young und Hummel (1965), Gaertner (1967), Bergles et al. (1968) und Vachon et al. (1969) bekannt.

Die Ergebnisse dieser Arbeiten zeigen, dass hauptsächlich die partielle Beschichtung mit nicht- oder schlechtbenetzenden Materialien zu einer Verbesserung der Wärmeübertragung führt. Als Grund wird die Verringerung des zur Blasenbildung notwendigen Krümmungsradius genannt. Auf vollständig beschichteten Oberflächen vereinigen sich die entstehenden Dampfblasen zu einer geschlossenen Dampfschicht und es tritt Filmsieden auf. Daher ist eine vollständige Beschichtung der Wärmeübertrageroberfläche nicht zu empfehlen.

4.2.3 Oxidschichten

Ähnlich wie bei der Beschichtung einer Heizfläche mit einem Fremdmaterial können sich die Wärmeübertragungseigenschaften von Verdampferoberflächen auch durch natürliche oder künstliche Oxidation ändern. Der Einfluss von Oxidschichten auf die Wärmeübertragung wurde von Wang und Dhir (1993a, 1993b), Hong et al. (1993), Imadojemu et al. (1994) und Hong et al. (1994) beschrieben.

Die Untersuchungen ergaben höhere Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Oxidationsgrad. Als Ursache wurde die Erhöhung der Oberflächenrauigkeit durch die Oxidation ermittelt. Weiterhin zeigte sich eine Reduzierung des für die Verdampfung notwendigen Kontaktwinkels an den oxidierten Oberflächen. Durch diesen Zusammenhang kann der Kontaktwinkel als Anhaltspunkt zur groben Bestimmung des Oxidationsgrads einer Oberfläche genutzt werden.

4.2.4 Plattierungen

Unter Plattierung wird hier die Beschichtung einer Wärmeübertrageroberfläche mit einem metallischen Überzug z.B. durch Galvanisierung verstanden. Die Schichtdicken liegen im Allgemeinen deutlich unter 1 mm. Als Beschichtungsmaterialien werden viele verschiedene Metalle verwendet, z.B. Silber, Kupfer, Nickel, Cadmium, Zinn oder Zink. Arbeiten zu diesem Thema sind von Bliss et al. (1969), Magrini and Nannei (1975) und Zhou und Bier (1996a) veröffentlicht worden.

Die Ergebnisse der Untersuchungen von plattierten Oberflächen zeigen keine wesentliche Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften. Bei Beschichtungen mit geringer Wärmeleitfähigkeit zeigt sich ein größerer Einfluss der Schichtdicke auf die Wärmeübertragung, bei Materialien mit höherer Leitfähigkeit, z.B. Kupfer und Silber wurde kein Einfluss der Schichtdicke festgestellt.

4.3 Makroskopische Oberflächenvergrößerung durch Verwendung externer Bauteile

Anstatt geometrisch nicht definierte Strukturen, z.B. durch poröse Beschichtung, auf die Oberfläche eines Wärmeübertragerelements aufzubringen, kann man die Wärmeübertragung auch durch das Anbringen geometrisch definierter Bauteile verbessern (Lahey, 1990).

Beispiele für solche Bauteile, welche auch Turbulenzerzeuger genannt werden, sind

- C Drähte,
- C Netze, Filze,
- C einzelne Bauteile wie Kugeln, Halbkugeln oder Nadeln,
- C Abdeckelemente.

Turbulenzerzeuger werden aus metallischen oder nichtmetallischen Materialien hergestellt.

4.3.1 Drähte

Versuche durch den Einsatz von Metalldrähten oder nichtmetallischen Fäden eine Verbesserung der Wärmeübertragung zu erreichen, wurden von Webb (1970), Schmittle und Starnner (1978), Marto et al. (1985) und Mertz et al. (1994) beschrieben.

Durch die Drähte oder Fäden wurde die Wärmeübertragung in allen Fällen verbessert. Dies ist auf die Vergrößerung der aktiven Wärmeübertrageroberfläche zurückzuführen, aber auch auf die Erzeugung hinterschnittener Strukturen durch die teilweise Überdeckung von Oberflächenstrukturen (siehe auch 4.4.2).

4.3.2 Netze/Filze

Untersuchungen an mit Netzstrukturen bedeckten Oberflächen wurden z.B. von Abhat und Seban (1974), Hasegawa et al. (1975), Corman und McLaughlin (1976), Asakavicius et al. (1979), Rannenber (1980), Rannenber und Beer (1980), Nishikawa et al. (1983), Ma et al. und (1986) Husain (1998) durchgeführt.

Bei Verwendung von Netzstrukturen konnten keine sehr großen Änderungen der Wärmeübertragung festgestellt werden. Für niedrige Wärmestromdichten wurden Verbesserungen bis zum Faktor 2 erreicht, für mittlere oder hohe Wärmestromdichten wurden keine oder nur sehr geringe Verbesserungen beobachtet. Ein wichtiger Faktor ist die Kontaktart zwischen Oberfläche und Netzstruktur, bei mechanischem Kontakt konnte keine oder nur eine geringe Verbesserung festgestellt werden, bei metallischem Kontakt verbesserte sich die Wärmeübertragung deutlicher.

4.3.3 Einzelne Bauteile

Ferrel und Alleavich (1970) legten Kugeln auf eine ebene Heizfläche und erreichten dadurch eine Verbesserung der Wärmeübertragung, die teilweise höher lag als dies durch die Verwendung von Netzen möglich war. Allerdings zeigte sich, dass Promotoren mit einer metallischen Verbindung zur Heizfläche immer eine deutlich höhere Verbesserung der Wärmeübertragung erbrachten, wie auch schon von Nishikawa et al. (1983) beschrieben.

4.3.4 Abdeckelemente

Ragi (1972) patentierte eine Verdampferoberfläche bestehend aus einer Metallfolie als Deckplatte, in die pyramidenförmige Erhebungen eingeprägt waren, welche an der Spitze eine Öffnung hatten. Die Folie wurde auf eine Heizfläche aufgelötet, wodurch eine hinterschnittene Struktur unter den pyramidenförmigen Erhebungen entstand. Experimente mit Wasser zeigten bis zum Faktor 10 höheren Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu einer glatten Oberfläche.

Hesselgreaves (in Mertz et al. 1994) umgab eine rohrförmige Messingoberfläche ($i = 25.4$ mm) mit perforierten Abdeckungen aus Kupfer und Edelstahl und untersuchte die Wärmeübertragung in Wasser und R113.

Das Abdeckelement aus Kupfer enthielt 1 Reihe Öffnungen zur Fluidseite mit 4 mm Durchmesser (Mittenabstand 8 mm) an der Unterseite des Basisrohres und 1 Reihe Öffnungen mit 8 mm Durchmesser (Mittenabstand 12 mm) an der Oberseite. Die Abstände der Abdeckelemente zur Verdampferoberfläche betragen 0.2 mm, 0.4 mm und 1 mm. Die besten Ergebnisse wurden für Wasser bei einem Abstand von 0.4 mm und für R113 bei einem Abstand von 0.2 mm festgestellt. Die Wärmeübertragung konnte bis zum Faktor 5 für Wasser und bis zum Faktor 10 für R113 verbessert werden.

Das erste Abdeckelement aus Edelstahl enthielt über die gesamte Fläche Öffnungen mit einem Durchmesser von 0.8 mm im Abstand von 2.1 mm. Als zweites Edelstahlabdeckelement wurde ein Drahtgeflecht mit einer Öffnungsweite von 0.2 mm gewählt. Diese perforierten Oberflächen wurden direkt (Abstand 0 mm) oder mit einem Abstand von 1 mm auf der Verdampferoberfläche aufgebracht, bzw. für Untersuchungen mit dem Wärmeträger Wasser wurden auch Abstände von 0.15 mm, 0.6 mm und 0.9 mm verwendet. Das gelochte Abdeckelement zeigte Verbesserungen der Wärmeübertragung bis zum Faktor 10 für Wasser bei einem Abstand von 0.9 mm und bis zum Faktor 2 für R113 bei einem Abstand von 0.4 mm. Die besten Ergebnisse mit der Abdeckung aus Drahtgeflecht wurden beim Wärmeträger Wasser mit einem Abstand von 0.6 mm erreicht, wobei Verbesserungsfaktoren bis 10 und höher erreicht wurden, speziell bei Wärmestromdichten unter 10 kW/m^2 . Ergebnisse mit R113 liegen nicht vor.

4.4 Makroskopische Oberflächenvergrößerung durch Strukturierung

Die Erkenntnis, dass die Wärmeübertragungseigenschaften einer Oberfläche durch Strukturierung derselben verbessert werden können, ist nicht neu. Die erreichten Verbesserungen der Wärmeübertragung können aber nicht nur durch die Vergrößerung der aktiven Wärmeübertragungsoberfläche erklärt werden. Es müssen noch andere Faktoren eine Rolle spielen, wie die Geometrie der Strukturierungen und die dadurch initiierten Siedephänomene.

Bei einfachen Strukturen, z.B. Rippenrohren ist die Wärmeübertragung gründlich untersucht worden, obwohl auch für diese Oberflächen bisher keine allgemeingültigen Modelle, sondern nur empirische Korrelationen vorliegen.

Weit weniger Informationen stehen zum Thema der Verdampfung an Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen zur Verfügung. Die Abgrenzung zwischen Rippenstrukturen und hinterschnittenen Strukturen ist allerdings nicht ganz einfach, da hinterschnittene Strukturen im Allgemeinen durch das Umformen von ursprünglich geraden oder trapezförmigen Rippen erzeugt werden. Dadurch entstehen Kanäle und Kammern in der Oberfläche, welche zur Fluidseite mehr oder weniger große Öffnungen (Löcher oder Schlitze) besitzen. Bis heute sind die genauen Vorgänge beim Sieden in diesen in der Regel sehr kleinen Hohlräumen und Kanälen nicht genau bekannt, was die Erstellung eines Modells unmöglich machte.

4.4.1 Oberflächen mit Rippenstrukturen

Erste Versuche mit Rippenrohren wurden von Jones (1941) durchgeführt. Er untersuchte die Verdampfung an einem Rippenrohrbündel (16 Rippen/Zoll) in R11. Weitere Veröffentlichungen über das Sieden an Rippenrohren folgten, z.B. von Ziemann und Katz (1947), Robinson und Katz (1951), Myers und Katz (1952, 1953), Katz et al. (1955) und Webber (1960).

Gorenflo (1966) testete sieben verschiedene Rippenrohre mit R11 und zeigte, dass alle bessere Wärmeübergangskoeffizienten als eine glatte Referenzoberfläche besaßen.

Untersuchungen von Hesse (1973) an Rippenrohren zeigten eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragung gegenüber einem Glattrohr, aber auch die Behinderung des Flüssigkeitsnachschiebs an die Heizfläche durch den entstehenden Dampf bei höheren Wärmestromdichten.

Bis heute werden Rippenrohre stetig weiterentwickelt. Z.B. untersuchten Saidi et al. (1999) die Wärmeübertragung von zwei neuen Rippenrohren (Rohr 1 mit 1923 Rippen/Zoll und Rohr 2 mit 752 Rippen/Zoll) beim Behältersieden in R123 bei 300 K. Im Vergleich mit einem Glattrohr wurden Verbesserungen der Wärmeübertragung um die Faktoren 1.3 bis 2.4 erzielt. Bei geringen Wärmestromdichten wurden mit beiden Oberflächen annähernd dieselben Ergebnisse erzielt, während bei höheren Wärmestromdichten Rohr 2 deutlich schlechter als Rohr 1 abschnitt. Ein Vergleich der mit diesen neuen Rippenrohren erzielten Resultate mit den experimentellen Ergebnissen von Webb und Pais (1992) zeigte ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten für GEWA-TX und GEWA-K Rohre. Die Ergebnisse wurden in der Form $Nu = C Re_b^m$ dargestellt, mit der Konstanten C zur Beschreibung der thermophysikalischen Eigenschaften der Heizwand und des Arbeitsmittels und der Reynoldszahl Re_b für das vollentwickelte Blasensieden nach Cornwell und Houston (1994).

Die Ergebnisse aller Untersuchungen zum Sieden an Rippenrohren zeigen, dass es durch den Einsatz von Rippenrohren möglich ist, die Wärmeübertragung von Verdampferoberflächen zu verbessern, aber auch dass eine Optimierung der Rippendichte und Rippenform noch aussteht. Eine Möglichkeit zur Weiterentwicklung der Oberflächenstrukturen mit senkrechten Rippen ist deren Verformung zur Erzeugung von Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen. Die Wärmeübertragungsoberflächen werden dadurch zu einem großen Teil in die Heizwand verlagert. Die Verbindung zur Fluidseite wird durch schlitzenartige und gegebenenfalls durch porenförmige Öffnungen gewährleistet.

4.4.2 Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen

Griffith und Wallis (1960) erkannten die Eigenschaft von hinterschnittenen Strukturen, Dampfreste nach dem Ablösen einer Dampfblase eingeschlossen zu halten, auch wenn durch nachströmendes kälteres Fluid die Siedetemperatur in der Pore lokal unterschritten wird. Sie zeigten, dass die Geometrie der Oberflächenvertiefung in zweierlei Hinsicht für die Blasenentstehung von Bedeutung ist. Die für den Beginn der Blasenbildung notwendige Wandüberhitzung wird vom Porenöffnungsdurchmesser bestimmt, und die Form der Oberflächenvertiefung bestimmt ihre Beständigkeit als Keimstelle. Der Kontaktwinkel ist ebenfalls wichtig für die Stabilität der Verdampfung an dieser Keimstelle. Experimentelle Untersuchungen mit unbeschichteten sowie mit Paraffin beschichteten Edelstahlrohren beim Sieden von Wasser bei Temperaturen im Bereich von 293 K bis 443 K zeigen, dass der Kontaktwinkel zwischen 20° und 110° variiert.

In Abbildung 4.2 ist eine von Griffith and Wallis vorgeschlagene Form für eine hinterschnittene Struktur, sowie der Verlauf des Krümmungsradius über dem Blasenvolumen dargestellt. Der Krümmungsradius R ist umgekehrt proportional zur lokalen Überhitzung des Fluids, welche für eine stabile Phasengrenzlinie erforderlich ist. Dieser Zusammenhang wird durch folgende Formulierung beschrieben.

$$\Delta T \cdot \frac{1}{R} = \frac{T_w}{\Delta h_{fg}} \frac{2 \sigma (v_g + v_f)}{\Delta h_{fg}} \quad (4.15)$$

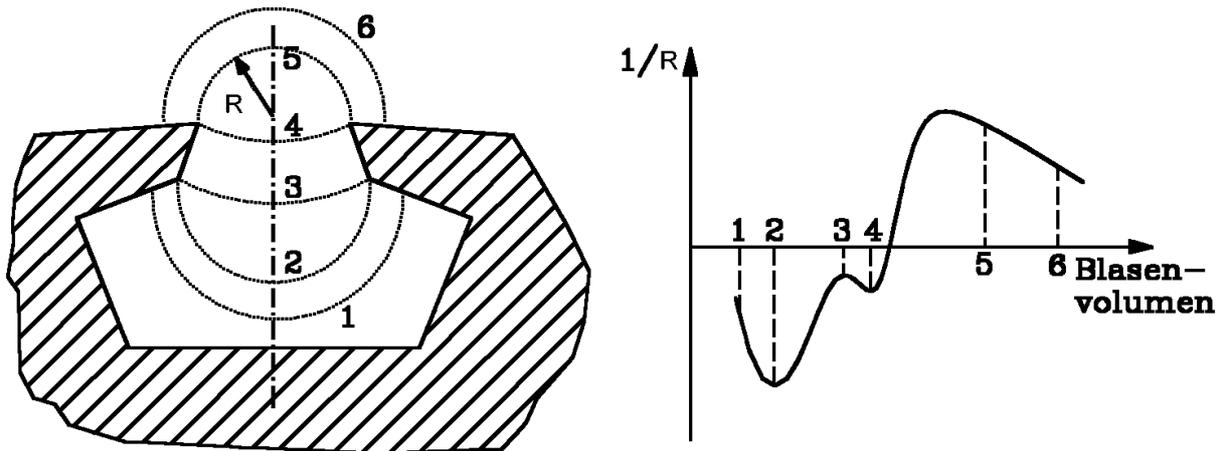


Abb. 4.2 Hinterschnittene Struktur nach Griffith und Wallis (1960)

Griffith und Wallis zeigten, dass die Verdampfung zuerst in den Oberflächenvertiefungen beginnt, welche aufgrund ihrer Geometrie in der Lage sind, Dampf- oder Gasreste zurückzuhalten. Erreicht der in der hinterschnittenen Struktur entstehende Dampf eine Öffnung zur Fluidseite, wächst an dieser Öffnung eine Blase in die umgebende Flüssigkeit, während ein dünner Flüssigkeitsfilm die Kanalwände bedeckt. Nach dem Ablösen der Dampfblase strömt wieder Flüssigkeit in die hinterschnittene Struktur und schließt dort Dampfreste ein, woraus in einem neuen Zyklus wieder eine Dampfblase entstehen kann.

Weitere Arbeiten von Benjamin (1960) und Benjamin und Westwater (1961) bestätigten die Wirksamkeit von hinterschnittenen Strukturen als stabile, leicht zu aktivierende Keimstellen. Sie erzeugten Oberflächen mit künstlichen hinterschnittenen Strukturen mit Porendurchmessern von 0.102 mm und führten Versuche mit Wasser und einer Ethylen-Glykol-Mischung durch. Die Ergebnisse zeigten eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften. Selbst bei Unterkühlung blieb die hinterschnittene Struktur als Keimstelle aktiv, während andere Keimstellen deaktiviert wurden.

Haley und Westwater (1966) versuchten durch die Minimierung des Volumens einer Rippe die Form derselben zu optimieren. Als optimale Rippe für die Verdampfung im Bereich der gesamten Siedekurve schlugen sie eine hinterschnittene "rübenähnliche" Rippenform vor, wobei dies nicht gilt, wenn nur Blasensieden vorliegt oder die Rippendichte sehr hoch ist. Eine weitere Untersuchung von Yatabe und Westwater (1966) bezüglich des Einflusses der Abmessungen und Form von hinterschnittenen Strukturen auf die Wärmeübertragung zeigte allerdings, dass die Form der hinterschnittenen Struktur nur einen geringen Einfluss ausübt.

Fujie et al. (1977) entwickelten und patentierten eine hinterschnittene Oberfläche, welche unter dem Namen Thermoexcel-E bekannt wurde. Untersuchungen von Arai et al. (1977) und Tori (1978) zeigten die Einsatzfähigkeit und Qualität dieser neuen Struktur.

Experimentelle Untersuchungen von Nakayama et al. (1980) über das Sieden in hinterschnittenen Strukturen (Thermoexcel-E) führten zur Erstellung eines dynamischen Modells. Enge miteinander verbundene Kanäle mit dreieckigen Öffnungen zur Fluidseite dienen als Oberflächenstruktur. Die Experimente wurden bei 1 bar mit Wasser, R11 und flüssigem Stickstoff durchgeführt. Im Vergleich zu einer glatten Oberfläche wurde bei den durchgeführten Experimenten mit hinterschnittenen Strukturen eine Verringerung der Wandüberhitzung um 80% - 90% festgestellt. Die Ergebnisse einer ebenfalls durchgeführten Visualisierungsstudie bestätigten die wichtige Rolle der Verdampfung in den Kanälen bei der Wärmeübertragung. Für diese Versuche wurde ein mit Glaswänden versehener Versuchsstand aufgebaut, der es ermöglichte, mit einer Hochgeschwindigkeitskamera die Verdampfungsvorgänge in einem mit einer Lochplatte abgedeckten Kanal aufzunehmen. Die Versuche wurden unter Variation der Kanalhöhen (0.5 mm - 1 mm) und Porendurchmesser (0.05 mm - 0.5 mm) bei konstanter Kanalbreite von 1 mm durchgeführt, als Arbeitsmittel wurde R11 verwendet.

Ähnliche Versuche wurden von Arshad (1982) und Arshad und Thome (1983) durchgeführt. Sie verwendeten Oberflächen mit rechteckigen, dreieckigen oder kreisförmigen Rillen und deckten diese mit einer sehr dünnen, gelochten Platte ab. Die Porendurchmesser betragen 0.15 mm oder 0.25 mm, es wurden auch Versuche mit einer Kombination beider Durchmesser durchgeführt. Die Aufnahmen der Verdampfungsvorgänge in den Kanälen zeigten, dass Dampf bevorzugt in den Ecken der Kanäle entsteht. Im Fall des kreisförmigen Kanalquerschnitts konnte die gleichzeitige Aktivierung mehrerer Keimstellen beobachtet werden, allerdings war diese Aktivierung deutlich schwieriger als bei den anderen Kanalquerschnitten.

Stephan und Mitrovic (1981) untersuchten das Sieden von R11 an einem GEWA-T - Rohrbündel. Bei konstanten Wärmestromdichten wurde eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten um den Faktor 3 festgestellt. Als Grund für die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten gaben sie an, dass in den durch die T-Rippen erzeugten internen Kanälen eine Zweiphasenströmung entsteht, welche den Wärmeübergang unterstützt.

Yilmaz und Westwater (1981), bzw. Yilmaz et al. (1980) verglichen die Wärmeübertragung an vier verbesserten Oberflächen mit den Ergebnissen eines glatten Referenzrohres. Vier Rohre mit strukturierten Oberflächen der Typen GEWA-T, Thermoexcel-E, High-Flux und ECR-40 wurden untersucht. Die Experimente wurden mit den Wärmeträgern Isopropyl-Alkohol und p-Xylen bei Umgebungsdruck durchgeführt. Mit dem Arbeitsmittel Isopropyl-Alkohol zeigten die Ergebnisse bei einer Wärmestromdichte von 50 kW/m² Verbesserungen des Wärmeübergangskoeffizienten um den Faktor 2 für das GEWA-T - Rohr, mit dem Arbeitsmittel p-Xylen beobachteten sie sogar eine Verbesserung der Wärmeübertragung um den Faktor 4.6 für das GEWA-T - Rohr.

Der Einfluss der Porendurchmesser und des Systemdrucks auf die Wärmeübertragung wurde von Nakayama et al. (1982a) untersucht. Dazu wurden Kupferplatten mit rechteckigen Rillen durch gelochte Kupferplättchen abgedeckt, wodurch hinterschnittene Strukturen entstanden. Es wurden Porendurchmesser von 50, 100 und 150 µm sowie Kombination der verschiedenen Porendurchmesser verwendet. Die Experimente wurden bei verschiedenen Drücken (0.04, 0.1, 0.23 MPa) in R11 durchgeführt. Die Ergebnisse für Oberflächen mit unterschiedlichen Porendurchmessern zeigten, dass für kleine Wärmestromdichten ($q < 0.4 \text{ kW/m}^2$) der größte Porendurchmesser dominant war, während bei höheren Wärmestromdichten die am häufigsten vorkommenden Porendurchmesser die Wärmeübertragung bestimmen.

Marto und Lepere (1982) testeten eine glatte und drei verbesserte Oberflächen beim Blasensieden in R113 und Fluorinert FC-72. Als verbesserte Oberflächen kamen Rohre mit einer High Flux-, einer Thermoexcel-E- sowie einer GEWA-T - Oberfläche zum Einsatz. Bei Verwendung des Arbeitsmittels R113 stieg der Wärmeübergangskoeffizient bei $q = 10 \text{ kW/m}^2$ um den Faktor 2 bis 7, bei FC-72 um den Faktor 2 bis 3.5. Bei kleinen und mittleren Wärmestromdichten zeigte die High Flux - Oberfläche die besten Ergebnisse, während bei hohen Wärmestromdichten das GEWA-T - Rohr die höchsten Wärmeübergangskoeffizienten erreichte. Die für die Aktivierung der Keimstellen benötigte Wandüberhitzung war bei der High Flux - Oberfläche am geringsten und bei der GEWA-T - Oberfläche am höchsten. Allerdings war die GEWA-T - Oberfläche die einzige, welche bei Verwendung von FC-72 keine Austrocknungserscheinungen zeigte und auch bei hohen Wärmestromdichten noch einsatzfähig war. Dies wurde durch die verhältnismäßig großen Öffnungen (Umfangsrillen) zur Fluidseite begründet, wodurch der in den Kanälen entstandene Dampf besser entweichen konnte.

Marto und Hernandez (1983) versuchten die von Stephan und Mitrovic (1981) aufgestellte Beschreibung der Wärmeübertragung von einem GEWA-T - Rohr anhand eigener Experimente zu bestätigen, fanden aber durch die Visualisierung der Verdampfungsvorgänge heraus, dass die strenge Trennung von Flüssigkeitseintritt und Dampfaustritt nicht gegeben ist. Sie beobachteten große Blasen, welche mit niedriger Frequenz im unteren Bereich der Rohroberfläche die internen Kanäle verließen.

Weitere Untersuchungen zum Sieden von R113 an einem GEWA-T - Rohr wurden von Marto et al. (1985) durchgeführt. Es wurde ein GEWA-T - Rohr aus Kupfer mit einem Außendurchmesser von 21.2 mm verwendet. Um den Einfluss der T-Rippen bzw. der abgeflachten Rippen- spitzen zu untersuchen, wurden Experimente mit durch aufgeschobene Aluminiumrohre abgedeckten Rippen sowie mit entfernten Rippen- spitzen und komplett entfernten Rippen durchgeführt. Die dünnwandigen Aluminiumrohre waren mit zwei gegenüberliegenden Schlitzen versehen und wurden so auf das GEWA-T - Rohr aufgeschoben, dass diese Schlitze die Oberflächenstrukturen oben und unten am Versuchsrohr nicht bedeckten. Es wurden Abdeckrohre mit verschiedenen Öffnungswinkeln ($60^\circ/60^\circ$, $30^\circ/30^\circ$, $60^\circ/30^\circ$, $60^\circ/8.5^\circ$) verwendet. Die Ergebnisse zeigten, dass entgegen der idealisierten Vorstellung des Blasen- transports in der hinterschnittenen Struktur eines GEWA-T - Rohrs die im unteren Bereich des Rohres ent- standenen Blasen nicht zwangsläufig in den umlaufenden Kanälen nach oben steigen und nur dort austreten, sondern dass auch in der unteren Rohrhälfte Blasen aus der Struktur austreten können. Es wurde auch Blasenbildung an den Rippen- spitzen, also auf der Außenoberfläche des Rohres beobachtet, welche die Wärmeübertragungseigenschaften einer solchen Oberfläche weiter verbesserten. Die Ergebnisse der Experimente mit entfernten Rippen- spitzen zeigten eine deutliche Verschlechterung der Wärmeübertragung um 50% - 60%, die anschließende Entfer- nung der Restrippen, bzw. das Polieren der Oberfläche hatte keinen wesentlichen Einfluß auf die Wärmeübertragung. Durch das Aufbringen der Aluminiumrohre wurden die Wärmeüber- gangskoeffizienten bei geringen Wärmestromdichten deutlich erhöht, während bei mittleren und hohen Wärmestromdichten geringere Wärmeübergangskoeffizienten beobachtet wurden. Die besten Ergebnisse wurden mit einem oberen Öffnungswinkel von 60° und einem unteren Öffnungswinkel von 8.5° erzielt.

Experimentelle Untersuchungen der Wärmeübertragung von GEWA-T - Rohren mit unter- schiedlichen Schlitzweiten (0.14 mm, 0.17 mm und 0.24 mm) in R113 durch Xin und Chao (1985) zeigten eine maximale Verbesserung der Wärmeübertragung um den Faktor 3.5 für die Schlitzweite von 0.17 mm. Eine empirische Korrelation (Potenzansatz für die Nusselt-Zahl) zur Beschreibung der Wärmeübertragung von einem GEWA-T - Rohr wurde entwickelt.

Die Wärmeübertragung von einem Glattrohr und Rippenrohren mit trapez- bzw. T-förmigen Rippen beim Behältersieden in R22 wurde von Fath (1986) untersucht. Die Wärmestromdichten

variierten von ca. 0.05 kW/m^2 bis zu 100 kW/m^2 bei reduzierten Drücken zwischen 0.064 und 0.93. Die Experimente zeigten höhere Wärmeübergangskoeffizienten für die Rippenrohre im Vergleich zum Glattrohr, außer bei den höchsten eingestellten Wärmestromdichten bei hohen Drücken. Hier ist die Wärmeübertragung vom Glattrohr besser als die von den Rippenrohren. Das Rohr mit T-Rippen zeigt bei mittleren Wärmestromdichten bessere Ergebnisse als das Rohr mit Trapezrippen. Bei niedrigen Wärmestromdichten sind die Wärmeübergangskoeffizienten der Rippenrohre ungefähr gleich, während bei hohen Wärmestromdichten das Rohr mit Trapezrippen bessere Ergebnisse zeigt.

Fath führt die bessere Wärmeübertragung des Rohrs mit T-Rippen bei mittleren Wärmestromdichten auf eine stärkere Zusatzströmung zwischen den T-Rippen zurück. Bei kleinen Wärmestromdichten spielt dieser Effekt keine Rolle, und bei hohen Wärmestromdichten wird er durch die Behinderung der Blasenabströmung aus den Kanälen aufgehoben.

Ayub und Bergles (1987) untersuchten das Blasensieden an einem Glattrohr und verschiedenen GEWA-T- und GEWA-K - Rohren mit Wasser und R113 im Sättigungszustand bei Umgebungsdruck. Im Vergleich zu der Glattoberfläche wurde mit der GEWA-T - Oberfläche eine bessere Wärmeübertragung erzielt, mit Wasser bis zum Faktor 1.6 und mit R113 bis zum Faktor 2. Ein deutlicher Einfluß der Größe der Spaltbreite auf die Wärmeübertragung wurde nachgewiesen. Bei Wasser wurden die besten Ergebnisse mit einer Schlitzbreite von 0.35 mm erzielt, bei R113 mit einer Schlitzbreite von 0.25 mm.

Anhand der Ergebnisse wurde ein Modell für das Blasensieden an GEWA-T- Rohren aufgestellt. Das Modell geht von der Annahme aus, dass in den Kanälen Dünnschichtverdampfung und auf der Außenoberfläche Konvektion vorliegt, vergleichbar mit dem Modell von Nakayama et al. (1980) für die Thermoexcel-E - Oberfläche. Das Modell von Ayub und Bergles berücksichtigt allerdings nur die Wärmebilanz und ist deshalb einfacher in der Anwendung. Die theoretischen und experimentellen Ergebnisse zeigten eine gute Übereinstimmung.

Experimentelle Ergebnisse von Untersuchungen an einem Glattrohr und einem Hochleistungsrippenrohr (GEWA-TX) wurden von Sokol et al. (1990) veröffentlicht. Die Experimente wurden mit Propan und Propylen bei verschiedenen reduzierten Drücken durchgeführt. Diese Ergebnisse fanden auch Eingang in eine weitere Veröffentlichung von Gorenflo et al. (1991). Dort werden weiterführende Untersuchungen zum Wärmeübergang beim Blasensieden an demselben Glattrohr bzw. Hochleistungsrippenrohr beschrieben, welche auch von Sokol et al. (1990) verwendet wurden. Die Zahl der Wärmeträger wurde um fünf Fluide erweitert. Es wurden die Kohlenwasserstoffe Ethan, Propan, Propylen, n-Pentan und n-Hexan, sowie die Kältemittel R-22, R114, R134a und R227 verwendet.

In einer ausführlichen Zusammenfassung beschreibt Thome (1990) die Ergebnisse verschiedener eigener Untersuchungen, sowie die Ergebnisse anderer Autoren.

Thome folgert bezüglich der Wärmeübertragung von Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen, dass

- C der Porendurchmesser keinen Einfluss auf die im Kanal stattfindende Dampfentstehung hat, welche von einem eingeschlossenen Dampfrest ausgeht,
- C der bevorzugte Platz für den Beginn der Dampfentstehung die Ecken des Kanals sind,
- C ein Flüssigkeitsfilm entsteht, wenn das im Kanal anwachsende Dampfvolument eine Pore erreicht,
- C ein Flüssigkeitsfilm die Kanalwände bedeckt, welcher in den Ecken des Kanals durch die Oberflächenspannung des Fluids eine größere Filmdicke besitzt,
- C bei hohen Wärmestromdichten der Flüssigkeitsfilm vollständig verdampft wird (Dry-Out),
- C der Porendurchmesser und die Geometrie des Kanals die entscheidenden Parameter für das Einströmen des Fluids in die hinterschnittene Struktur sind.

Die von Webb und Pais (1991, 1992) veröffentlichten Ergebnisse der Untersuchungen eines Rippenrohrs (GEWA-K mit 26 Rippen/Zoll) und zweier strukturierter Oberflächen (Turbo-B und GEWA-WSE) mit den Arbeitsmitteln R11, R12, R22, R113, R123 und R134a bei einer Sättigungstemperatur von 300 K ergaben, dass keine optimale Oberflächenstruktur für alle Fluide existiert. Die erzielten Ergebnisse weisen darauf hin, dass bei der Optimierung eines Wärmeübertragers in Zukunft nicht nur das Wärmeübertragerelement allein berücksichtigt werden muß, sondern dass das Gesamtsystem Oberfläche-Fluid-Wärmestromdichte zu berücksichtigen ist.

Eine Veröffentlichung von Lin et al. (1994) beschreibt experimentelle Untersuchungen beim Sieden von destilliertem Wasser, R113 und Ethanol an strukturierten Rohren, sowie die Formulierung eines Modells der Verdampfung in hinterschnittenen Strukturen. In die Rohroberfläche wurden spiralförmig V-Rillen mit einem Neigungswinkel von 20°, 30° oder 40° eingebracht. Um die Oberfläche wurde Kupferdraht gewickelt, wodurch zusammen mit den Rillen hinterschnittene Strukturen erzeugt wurden. Anhand vorhergegangener Arbeiten von Ma et al. (1986) und der experimentellen Ergebnisse wurde ein analytisches Modell für mittlere und hohe Wärmestromdichten aufgestellt. Die Experimente zeigten, dass die beschriebenen hinterschnittenen Strukturen zu einer Verbesserung der Wärmeübertragung führen. Der Winkel der V-Rillen beeinflusst maßgeblich den entstehenden Flüssigkeitsfilm und damit die Wärmeübertragung. Die besten Wärmeübergangskoeffizienten stellten sich bei einem Neigungswinkel von 30° ein. Die Ergebnisse des aufgestellten Modells wurden durch die experimentellen Ergebnisse für Wärmestromdichten im Bereich von 30 kW/m² bis 150 kW/m² bestätigt. Für geringere Wärmestromdichten ist dieses Modell nicht anwendbar. Aus diesen Ergebnissen schlossen die Autoren, dass die Wärmeübertragung in den hinterschnittenen Strukturen auf der Filmverdampfung beruht.

Ähnliche, hinterschnittene Strukturen wurden von Groll et al. (1992) und Mertz et al. (1994) beim Sieden in Wasser und R113 untersucht. In die Oberflächen von Kupferrohren wurden rechteckige Axialrillen mit 1.5 mm Breite eingefräst. Dann wurden die Oberflächen mit versilbertem Kupferdraht umwickelt, wodurch hinterschnittene Strukturen entstanden. Die Dichte der Drahtwicklung und der Drahtdurchmesser wurde variiert. Die Versuche wurden bei Sättigungsdrücken von 1 bar und 2 bar durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Öffnungsbreite zwischen den einzelnen Drahtwicklungen den größten Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten hatte. Es wurden Verbesserungen der Wärmeübertragung bis zum Faktor 4 für Wasser und bis zum Faktor 5 für R113 gegenüber einer glatten Referenzoberfläche festgestellt. Untersuchungen von plattenförmigen Verdampferoberflächen mit hinterschnittenen Strukturen von Groll und Mertz (1994) zeigten ebenfalls den Einfluss der Porenöffnungsgeometrien. Die runden Verdampferoberflächen bestanden aus einer Grundplatte aus Kupfer mit Längsrillen von 1.5 mm oder 3 mm Breite. Auf diese Grundfläche wurde durch Diffusionsschweißen eine gelochte Abdeckung aufgebracht. Die Porenöffnungen (50 Poren/cm²) in dieser Platte waren aufgrund des Herstellungsverfahrens konisch. Die Durchmesser betragen $d_1/d_2 = 0.6/0.45$ mm, 0.4/0.3 mm und 0.25/0.1 mm. Für die experimentellen Untersuchungen wurden beide Orientierungen der Deckplatten eingesetzt. Die besten Ergebnisse wurden mit den Porendurchmessern 0.6/0.45 mm erreicht. Bei Wasser wurden mit dem kleineren Porendurchmesser zur Fluidseite die besseren Ergebnisse erzielt, bei R113 wurden so gut wie keine Unterschiede bei den verschiedenen Orientierungen der Deckplatte festgestellt. Gegenüber einer glatten Referenzoberfläche wurden Verbesserungen des Wärmeübergangskoeffizienten bis zum Faktor 7 für Wasser und bis zum Faktor 3.2 für R113 festgestellt.

Zur Bestimmung der Wärmeübertragung an verbesserten Oberflächen wurden von Trewin et al. (1994) kommerzielle Wärmeübertragerrohre der Marken High Flux (Linde) und Turbo-B (Wolferine) untersucht. Die Versuche wurden mit den Arbeitsmitteln R113 und R11 bei Umge-

ungsdruck durchgeführt. Die Ergebnisse der Versuche zeigten eine Verbesserung der Wärmeübertragungskoeffizienten um das 2 bis 10 fache gegenüber einer glatten Oberfläche.

Memory et al. (1995) bestimmten die Wärmeübergangskoeffizienten von einem Glattrohr, fünf Rippenrohren und drei Rohren mit hinterschnittenen Oberflächen beim Sieden in R114 und R114 /Ölmischungen. Die Ergebnisse mit reinem Arbeitsfluid zeigten eine Verbesserung der Wärmeübertragung um die Faktoren 3 bis 4 für die Rippenrohre. Die hinterschnittenen Oberflächen zeigten Verbesserungen um Faktoren > 10 für geringe Wärmestromdichten und um den Faktor 4 für höhere Wärmestromdichten.

Eine Studie zum Verständnis der Wärmeübertragungsmechanismen von strukturierten Oberflächen wurde von Chien und Webb (1998b) durchgeführt. Ein niedrigberipptes Rohr (40 Rippen/Zoll, Rippenhöhe 0.8 mm) wurde mit einer perforierten Kupferfolie umwickelt. In die Folie wurden Poren mit bekanntem Durchmesser (0.18 mm oder 0.23 mm) und Abstand (0.75 mm oder 1.5 mm) eingebracht, so dass eine Thermoexcel-E ähnliche, hinterschnittene Oberfläche entstand. Die Versuche wurden mit dem Arbeitsmittel R123 bei 300 K durchgeführt. Die Verdampfung von dieser Oberfläche wurde mit einer Hochgeschwindigkeitsvideokamera aufgenommen. Anhand der Aufnahmen wurden Blasendurchmesser, Blasenfrequenz und die Keimstellendichte bestimmt.

Die Untersuchungen ergaben, dass ein wesentlicher Anteil der Verdampfung in den Menisken in den Ecken der internen Kanäle stattfindet. Dieser dort stattfindende Verdampfungsprozess bestimmt die Blasenfrequenz und die Keimstellendichte. Vergleiche mit Glattoberflächen zeigten, dass bei derart strukturierten Oberflächen geringere Blasendurchmesser bei einer höheren Blasenfrequenz auftreten. Weiterhin besitzt die strukturierte Oberfläche eine höhere Keimstellendichte als eine glatte Oberfläche.

4.5 Einflussfaktoren auf die Wärmeübertragung

Viele verschiedene Faktoren beeinflussen die Wärmeübertragung beim Blasensieden an Heizflächen. Im Besonderen die thermophysikalischen Eigenschaften der verwendeten Arbeitsmittel müssen berücksichtigt werden.

Verschiedene Heizwandeigenschaften wurden ebenfalls als Einflussfaktoren auf die Wärmeübertragung beim Sieden identifiziert. Besondere Beachtung wurde bisher den physikalischen Oberflächeneigenschaften Rauigkeit und Benetzungsfähigkeit gewidmet, aber auch andere Eigenschaften der Heizfläche beeinflussen die Wärmeübertragung. In den letzten Jahren wurde verstärkt der Einfluß der thermischen Heizwandeigenschaften Wärme- und Temperaturleitfähigkeit untersucht.

Zur Beschreibung der Wärmeübertragung beim Blasensieden durch empirische Korrelationen oder Modelle werden verschiedene Parameter, z.B. der Blasenabreissdurchmesser und die Blasenfrequenz, benötigt. Da diese Größen nicht immer experimentell ermittelt werden können, wurden von verschiedenen Autoren Ansätze zur Bestimmung dieser Werte entwickelt.

4.5.1 Arbeitsmitteleigenschaften

Im Rahmen von Siedeversuchen mit tiefsiedenden Fluiden an einem Kupferrohr durch Rütchlein (1984) wurde der Einfluss der Stoffeigenschaften der verwendeten Arbeitsmittel untersucht. Die Ergebnisse von Versuchen in Stickstoff wurden mit Daten aus der Literatur von Wickenhäuser (1972), Engelhorn (1977) und Goetz (1980) verglichen. Da bei allen Arbeiten fast identische Versuchsoberflächen verwendet wurden, können die aufgezeigten unterschiedlichen Ergeb-

nisse nur durch die verschiedenen Stoffeigenschaften der verwendeten Arbeitsmittel erklärt werden.

Verglichen wurden Ergebnisse der verschiedenen Autoren, welche bei Versuchen mit den Arbeitsmitteln Stickstoff, R11, R12, R115, R226 und RC318 erzielt wurden. Es zeigte sich, dass sich die Wärmeübergangskoeffizienten bei Verwendung der verschiedenen Kältemittel nur wenig unterschieden, lediglich die mit Stickstoff erzielten Wärmeübergangskoeffizienten lagen im Mittel um den Faktor 3 höher. Rühllein führt diesen Unterschied auf die zur Bildung einer Blase notwendige Überhitzung zurück, welche für Stickstoff wesentlich geringer ist als für die anderen Arbeitsmittel. Unter Verwendung der Thomsonschen Gleichung und der Gleichung von Clausius-Clapyron läßt sich die zur Blasenbildung notwendige Flüssigkeitsüberhitzung als Funktion des Blasenradius und eines die Stoffeigenschaften des Arbeitsmittels beschreibenden Produktterms darstellen. Diese Formulierung entspricht im Wesentlichen der Gl. 4.15.

Bei der Berechnung des Produktterms für die verschiedenen Arbeitsmittel und für unterschiedliche Drücke ist der Wert für Stickstoff fast konstant um den Faktor 4 geringer als für die Kältemittel. Somit ist die bei Stickstoff notwendige Flüssigkeitsüberhitzung zur Blasenbildung ebenfalls um diesen Faktor geringer.

4.5.2 Heizwandeigenschaften

Der Einfluss des Heizwandmaterials auf die Wärmeübertragung wurde, obwohl bekannt, lange Zeit vernachlässigt. Selbst in einem Standardwerk wie dem VDI-Wärmeatlas wird erst in den letzten Auflagen das Heizwandmaterial bei der Beschreibung der Wärmeübertragungsfähigkeit berücksichtigt. In neueren Untersuchungen wurde nun der Einfluss der Heizfläche auf die Wärmeübertragung, ursprünglich nur durch die Oberflächenrauigkeit definiert, um eine Abschätzung des Einflusses des Heizwandmaterials erweitert.

In der Literatur liegen teilweise sehr widersprüchliche Beurteilungen bezüglich der Beeinflussung der Wärmeübertragung durch das Heizwandmaterial vor. Vermutlich ist dies auch einer der Gründe, dass die Bedeutung dieses Parameter erst sehr spät berücksichtigt wurde, obwohl erste Hinweise auf eine Beeinflussung der Wärmeübertragung durch die Materialeigenschaften der Heizwand schon von Pridgeon and Badger (1924) aufgezeigt wurden. Durch experimentelle Untersuchungen an Kupfer- und Stahlrohren stellten sie eine Verbesserung des Wärmeübergangs bei der Verwendung von Kupferrohren fest. Sie folgerten daraus, dass mit einer höheren Wärmeleitfähigkeit des Heizwandmaterials ein besserer Wärmeübergangskoeffizient zu erwarten ist. Weiterhin wurde auch der Einfluss der Oberflächenrauigkeit untersucht. Bei der Verdampfung an Heizflächen aus demselben Material, aber mit unterschiedlichen Oberflächenrauigkeiten, änderten sich die Wärmeübergangskoeffizienten bis um 50%.

Ähnliche Untersuchungen von Drew und Mueller (1937) zeigten ebenfalls diesen Einfluss des Heizwandmaterials auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Beim Sieden von Ethanol an horizontalen, flachen Platten verschiedener Materialien wurden von Bonilla und Perry (1941) deutliche Unterschiede beim Wärmeübergang beobachtet. Dieselben Beobachtungen wurde von Farber und Scorah (1948) beim Sieden von Wasser an Drähten gemacht.

Bei der experimentellen Untersuchung des Blasensiedens von n-Pentan an polierten und geläppten Kupfer-, Nickel- und Inconeloberflächen durch Berenson (1962) zeigte sich bei der Verwendung geläppter Oberflächen eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragung mit steigender Wärmeleitfähigkeit des Heizwandmaterials, während dies bei den polierten Oberflächen nicht festzustellen war. Als Begründung wurde angegeben, dass trotz gleicher Oberflächenbehandlung, aufgrund verschiedener Härten der Materialien, unterschiedliche Mikro-

strukturen nach dem Polieren vorhanden waren, welche die Wärmeübertragung beeinflussten.

Weitere Arbeiten von Griffith und Wallis (1960), Hsu und Schmidt (1961), Moore und Mesler (1961), Rogers und Mesler (1964), Bonnet et al. (1965), Goltsova (1966) sowie Cooper und Lloyd (1966) zeigen von der Wärme- und Temperaturleitfähigkeit abhängige Temperaturschwankungen in der Heizwand, besonders während des Blasenwachstums. Diese Ergebnisse führten zur Theorie der Mikrofilmverdampfung, welche von einem dünnen Flüssigkeitsfilm zwischen Blase und Heizwand ausgeht. Die Verdampfung in die Blase findet danach an der Oberfläche dieses Flüssigkeitsfilms statt. Unter Verwendung von Visualisierungstechniken bestätigte Sharp (1964) die Existenz eines solchen Mikrofils an der Basis einer wachsenden Blase und damit die Theorie der Mikrofilmverdampfung. Die experimentellen Ergebnisse zeigten einen plötzlichen Temperaturabfall der Oberfläche beim Start des Blasenwachstums und eine konstante Temperatur während der Verdampfung. Sharp (1964) bestimmte aus den experimentellen Ergebnissen eine Abhängigkeit der Wärmestromdichte von den thermischen Stoffeigenschaften durch den Term $(\lambda_w / a_w)^{0.5}$, welcher dem Wärmeeindringkoeffizienten b entspricht.

Der Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften des Heizwandmaterials auf die Wärmeübertragung wird von Cooper (1969), Cooper und Vijuk (1970) und Magrini und Nannei (1975) ebenfalls durch den Wärmeeindringkoeffizienten b beschrieben.

In einer Veröffentlichung von Steinbrecht (1970) wird eine Gleichung vorgeschlagen, welche die Wärmeleitfähigkeit λ des Heizwandmaterials bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt.

$$\alpha = 0.43 q^{0.8} \lambda^{0.165} \quad (4.16)$$

Diese Gleichung soll für Wärmestromdichten $q > 35 \text{ kW/m}^2$ einsetzbar sein. Steinbrecht untersuchte im Rahmen seiner Arbeit Kupfer-, Messing- und Edelstahlrohre bei Umgebungsdruck mit dem Arbeitsmittel Wasser. Seine Ergebnisse zeigten eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden am Kupferrohr um den Faktor 1.6 verglichen mit den Ergebnissen des Edelstahlrohrs.

König (1973) beschreibt Versuche bezüglich des Einflusses der thermischen Heizwandeigenschaften auf die Wärmeübertragung beim Blasensieden. Er stellte eine Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten für Materialien mit höherer Wärmeleitfähigkeit fest. Durch Messungen von Blasenfrequenz und Blasenabreissdurchmesser konnte ausgeschlossen werden, dass der beschriebene Einfluss an den Mechanismus der Mikrofilmverdampfung gebunden ist, sondern vielmehr von dem sich in der Heizwand einstellenden quasistationären Temperaturprofil abhängig ist, welches wiederum vom Heizwandmaterial bestimmt wird.

Andere Autoren beschreiben einen Zusammenhang zwischen Heizwand- und Arbeitsmitteleigenschaften, welche als Kombination einen Einfluss auf den Wärmeübergang beim Sieden haben.

Wärmeübergangsmessungen von Ametistov et al. (1972) an Heizflächen aus Kupfer und Edelstahl mit Wasser und Ethanol bei Umgebungsdruck zeigten deutliche Verbesserungen des Wärmeübergangskoeffizienten, beim Einsatz von Kupferoberflächen um den Faktor 5 bei Wasser und um den Faktor 3 bei Ethanol.

Arbeiten von Koshkin et al. (1973), Grigoriev (1975) und Klimenko (1975) beschäftigten sich mit Temperaturschwankungen innerhalb der Heizwand während der Wärmeübertragung. Diese Untersuchungen zeigten, dass wenn die Heizwandstärke geringer als die Temperaturein-

dringtiefe ist, ein linearer Zusammenhang zwischen der Wärmeübertragung und dem Wärmeindringkoeffizient b besteht.

Ein Rückgang des Wärmeübergangskoeffizienten beim Einsatz von Heizwandmaterialien mit geringeren Wärmeleitfähigkeiten wurde auch von Grigoriev et al. (1977) bei experimentellen Untersuchungen des Siedens von Helium und Stickstoff bei Umgebungsdruck an Heizelementen aus Kupfer, Messing, Nickel, Bronze und Edelstahl festgestellt.

Die Ergebnisse von Gorodov et al. (1979) mit Kupfer-, Nickel- und Edelstahlrohren mit Wanddicken zwischen 0.7 und 2.5 mm zeigen einen deutlichen Einfluss der Heizwandstärke bei Versuchen mit Ethanol nahe des Umgebungsdrucks. Dieser Einfluss nimmt aber bei niedrigeren Drücken ab und ist ab einem Sättigungsdruck von 0.05 bar nicht mehr nachweisbar.

Einen niedrigeren Wärmeübergangskoeffizienten bei geringerer Wärmeleitfähigkeit des Heizwandmaterials fand auch Siebert (1987) bei Versuchen mit Kupfer-, Messing- und Edelstahlrohren und den Arbeitsmitteln R12, R113, R114 und i-Pentan. Allerdings waren die festgestellten Unterschiede stark vom eingesetzten Arbeitsmittel und vom reduzierten Druck abhängig.

Der Einfluss der Wärmeleitfähigkeit des Wandmaterials und der Wandstärke auf die Wärmeübertragung beim Behältersieden wurde von Zhou und Bier (1996b) theoretisch durch die Berechnung der lokalen, instationären Wandtemperaturfluktationen im Bereich der Keimstellen untersucht. Die theoretischen Ergebnisse wurden durch Experimente mit kupferbeschichteten Edelstahlrohren überprüft, mit denen Versuche in R12 und i-Pentan bei unterschiedlichen reduzierten Drücken durchgeführt wurden. Die Kupferbeschichtungen variierten zwischen 2 μm und 995 μm . Die Ergebnisse zeigen einen Anstieg des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Beschichtungsdicke, obwohl die Wärmeübergangskoeffizienten eines nicht beschichteten Kupferrohrs nicht erreicht wurden. Die Verbesserung der Wärmeübertragung war für geringe Wärmestromdichten ausgeprägter als für hohe Wärmestromdichten. Die theoretischen und experimentellen Ergebnisse zeigten eine gute Übereinstimmung.

4.5.3 Blasenabreissdurchmesser

Basierend auf Arbeiten von Bashforth und Adams (1883), Wark (1933), Kabanov und Frumkin (1933) und Klüsener (1934), beschrieb Fritz (1935) den Blasenabreissdurchmesser durch ein beim Ablösen der Blase angenommenes Kräftegleichgewicht mit dem halb-empirischen Ansatz

$$d_0 \cdot 0.0146 \beta \sqrt{\frac{2 \sigma}{g (\rho_f \& \rho_g)}}, \quad (4.17)$$

wobei der Randwinkel β für verschiedene Fluide variiert.

Aufgrund experimenteller Untersuchungen (Stephan, 1963) werden folgende Randwinkel angegeben: für Wasser $\beta = 45^\circ$, für tiefsiedende Fluide $\beta = 1^\circ$ und für andere Fluide $\beta = 35^\circ$.

Die ebenfalls auf dem Kräftegleichgewicht beruhende Gleichung von Cole et al. (1969)

$$d_0 \cdot C \left(\frac{2 \sigma}{g (\rho_f \& \rho_g)} \right)^{0.5} Ja_{\text{mod}}^{1.25}, \quad (4.18)$$

beschreibt den Blasenabreissdurchmesser mit Hilfe einer modifizierten Jakobzahl Ja_{mod} , bei der

anstelle der Wandüberhitzung ΔT die Sättigungstemperatur T_s verwendet wird. Die Konstante C wird für Wasser als $C = 0.00015$ und für andere Fluide als $C = 0.000465$ angegeben. Die Gleichung ist im Bereich von $p_r < 0.2$ gültig.

Unter Berücksichtigung der dynamischen Trägheits- und Widerstandskräfte entwickelte Kirichenko (1973) die Gleichung

$$d_0 \cdot 2 C_R \beta^{4/3} \frac{1}{\sqrt[3]{g}} \quad (4.19)$$

mit

$$C_R \cdot \sqrt[3]{1 \% \frac{4 \% 1.4 \gamma}{M^c}} \sqrt[3]{\frac{M^c}{4}}$$

$$M^c \cdot \left(1 \% \frac{30 v}{\beta^{c^2}} \% \frac{6 r_{cr} \sigma}{\rho_f \beta^{c^4}} \right) \frac{\rho_f}{\rho_f \& \rho_g} \quad (4.20)$$

$$\gamma \cdot \frac{18 \mu}{\beta^{c^2}}$$

und dem Wachstumsfaktor β^* nach Labuntsov (1963)

$$\beta^c \cdot \sqrt{12 Ja a_f} \quad (4.21)$$

Eine Gleichung von van Stralen und Zijl (1978) berücksichtigt ebenfalls statische und dynamische Kräfte und lautet

$$d_0 \cdot 2 \sqrt[3]{\frac{5}{2 g}} \left(\sqrt{\frac{3 a_f}{\pi}} Ja \left(1 \% \sqrt{1 \% \frac{2 \pi}{3 Ja}} \right) \right)^{4/3} \quad (4.22)$$

Eine weitere Gleichung wurde von Borishanskij et al. (1981) durch eine Dimensionsanalyse bestimmt.

$$d_0 \cdot 5 \left(10^5 \sqrt[3]{\frac{k T_{cr}}{M_m \rho_{cr}}} \left(\frac{p}{\rho_{cr}} \right)^{0.46} \right) \quad (4.23)$$

Knabe (1984) modifizierte den Ansatz von van Stralen und Zijl (1978) zu

$$d_0 \cdot C \sqrt[3]{\frac{a_f^2 Ja^4}{g}} \left(1 \% \sqrt{1 \% \frac{2 \pi}{3 Ja}} \right)^4 \quad (4.24)$$

Aufgrund experimenteller Untersuchungen mit verschiedenen Kältemitteln und Kohlenwasserstoffen stellte Weckesser (1990) folgende Gleichung für den Blasenabreissdurchmesser auf,

$$d_0 = 0.0135 \rho_r^{0.85} \sqrt{\frac{6 \sigma}{g (\rho_f \& \rho_g)}} \quad (4.25)$$

Mit dieser Gleichung konnten die experimentellen Ergebnisse mit einer mittleren Abweichungen von ca. 10 % beschrieben werden.

4.5.4 Blasenfrequenz

Die Blasenfrequenz f wird bestimmt als Summe der reziproken Blasenwachstumszeit Δt_g und der reziproken Wartezeit Δt_w .

$$f = \frac{1}{\Delta t_w} + \frac{1}{\Delta t_g} \quad (4.26)$$

Da die experimentelle Bestimmung der einzelnen Teilzeiten aufwendig ist, wurde schon früh versucht, die Blasenfrequenz durch empirische Korrelationen anzugeben.

Anhand ihrer experimentellen Untersuchungen des Wärmeübergangs in Wasser, Tetrachlorkohlenstoff und Lösungen eines Netzmittels in Wasser fanden Jakob und Linke (1936) für das Produkt aus Blasenfrequenz und Blasenabreissdurchmesser einen konstanten Wert.

$$f d_0 = c \quad (4.27)$$

Für Wasser und Tetrachlorkohlenstoff fanden sie $c = 100$ mm/s.

Cole (1960) setzte als Konstante die Aufstiegsgeschwindigkeit einer Blase im Fluid ein und erhielt dadurch folgende Korrelation für die Blasenfrequenz.

$$f d_0^{0.5} = \sqrt{\frac{4 g (\rho_f \& \rho_g)}{3 C_D \rho_f}} \quad (4.28)$$

Für frei aufsteigende Blasen setzte Cole den Widerstandskoeffizienten $C_D = 1$, und unter der Voraussetzung $\rho_f \gg \rho_g$ formulierte er die Blasenfrequenz als

$$f = \sqrt{\frac{4 g}{3 d_0}} \quad (4.29)$$

Zuber (1963) verwendete die mittlere Wachstumsgeschwindigkeit der Blase als Aufstiegsgeschwindigkeit und setzte diese dem Produkt aus Blasenfrequenz und Blasenabreissdurchmesser gleich. Dadurch berechnet er die Aufstiegsgeschwindigkeit als

$$u = C \sqrt[4]{\frac{g \sigma (\rho_f \& \rho_g)}{\rho_f^2}} \quad (4.30)$$

mit $C = 1.18$ nach Peebles et al. (1953).

Zuber geht nach Jakob und Linke (1936) davon aus, dass die Blasenbildungszeit und die Blasenwartezeit gleich groß sind, und benutzt den Ansatz

$$f d_0 \cdot \frac{1}{2} u \quad (4.31)$$

woraus folgt

$$f d_0 \cdot 0.59 \sqrt[4]{\frac{g \sigma (\rho_f \& \rho_g)}{\rho_f^2}} \quad (4.32)$$

Eine von McFadden und Grassmann (1962) durchgeführte Dimensionsanalyse unter Berücksichtigung der Auftriebs-, Haft- und Trägheitskräfte führte zur Gleichung

$$\frac{f d_0^2 \rho_f^{0.5}}{(\sigma d_0)^{0.5}} \cdot C_1 \left(\frac{g \Delta \rho d_0^2}{\sigma} \right)^{C_2} \quad (4.33)$$

Diese Gleichung ergibt mit $C_1 = 0.59$ und $C_2 = 0.25$ wieder die Korrelation von Zuber (Gl. 4.35). Die Resultate der experimentellen Untersuchungen für verschiedene Fluide bei Umgebungsdruck konnten mit $C_1 = 0.56$ und $C_2 = 0.5$ ausreichend genau dargestellt werden, wodurch Gleichung 4.33 als

$$f d_0^{0.5} \cdot 0.56 \sqrt{\frac{g \Delta \rho}{\rho_f}} \quad (4.34)$$

geschrieben werden kann.

Einen rein empirischen Ansatz beschrieben Mikic et al. (1970) mit

$$f^{0.5} d_0 \cdot 0.75 Ja (\pi a_f)^{0.5} \quad (4.35)$$

Bei höheren Wärmestromdichten muß davon ausgegangen werden, dass sich bei der Blasenbildung die Blaseneinflussbereiche ($A_B/N = 2d_0$) nach Han und Griffith (1965) gegenseitig beeinflussen und eine ungestörte Neubildung der thermischen Grenzschicht nach der Blasenablösung nicht mehr möglich ist.

Diese Beeinflussung wurde in den Modellen von Malenkov (1972) und Knabe (1984) mit in Betracht gezogen. Für geringe Wärmestromdichten und $\rho_f \gg \rho_g$ gibt Malenkov die Gleichung

$$f \cdot \frac{g^{0.5}}{d_0^{0.5} \pi \sqrt{2}} \sqrt{1 \% \frac{4 \sigma}{d_0^2 \rho_f g}} \quad (4.36)$$

an. Tritt eine Beeinflussung der Blasenbildung bei höheren Wärmestromdichten auf, wird die Gleichung folgendermaßen umformuliert,

$$f \cdot \frac{1}{d_0 \pi} \left(1 \% \frac{q}{\rho_g \Delta h_{fg} u} \right) u \quad (4.37)$$

mit der Definition der Geschwindigkeit u als

$$u = \sqrt{\frac{d_0 g \Delta \rho}{2 (\rho_f - \rho_g)} - \frac{2 \sigma}{d_0 (\rho_f - \rho_g)}} \quad (4.38)$$

Knabe (1984) setzt das Verhältnis A_B/A ≤ 0.907 als Grenzwert, bei dem eine Beeinflussung der Blasenfrequenz einsetzt. Bei einem geringeren Wert werden keine Überlappungen der Einflussbereiche bei der Blasenbildung angenommen, und die Gleichung von Zuber (f_{Zuber}, Gl.4.32) wird zur Berechnung der Blasenfrequenz verwendet. Bei einem höheren Wert des Verhältnisses A_B/A ist die erhöhte Austauschfrequenz der Flüssigkeit an der Heizwand durch die sich überlappenden Blaseneinflussbereiche zu berücksichtigen, und die Blasenfrequenz wird wie folgt berechnet:

$$f = f_{Zuber} \left(\frac{N}{A} \pi d_0^2 - 0.093 \right) \quad (4.39)$$

Weckesser (1990) variiert in seiner Dissertation die Gleichungen von Zuber (1963) und Malenkov (1972), indem er als Blasenauftiegs geschwindigkeit eine für diesen Druckbereich gültige Formulierung nach Peebles et al. (1953) einsetzte. Dieser modifizierte Ansatz gilt für reduzierte Drücke $p_r / 0.01$. Zur Anpassung an seine experimentellen Ergebnisse verwendet Weckesser bei der Modifikation der Gleichung von Zuber einen konstanten Faktor von 0.75. Die Gleichung wird somit zu

$$f d_0 = \frac{3}{4} u \quad (4.40)$$

Als weiteren Ansatz verwendet Weckesser die Gleichung von Malenkov (Gl. 4.37) bei einer Beeinflussung der Blasenbildung. Mit der Blasenauftiegs geschwindigkeit u nach Peebles et al. (1953)

$$u = 0.33 g^{0.76} \left(\frac{\rho_f}{\eta_f} \right)^{0.52} \left(\frac{d_0}{2} \right)^{1.28} \quad (4.41)$$

wird damit

$$f = 0.102 d_0^{0.28} g^{0.76} \left(\frac{\rho_g}{\eta_g} \right)^{0.52} \quad (4.42)$$

4.5.5 Keimstellendichte und Blasenbelegungsichte

Keimstellen sind im Allgemeinen Unregelmäßigkeiten auf einer Oberfläche, z.B. Vertiefungen, Kratzer oder Spalten, welche die Fähigkeit besitzen Dampfreste zurückzuhalten. Wie Untersuchungen gezeigt haben, hängt der von einer Oberfläche übertragbare Wärmestrom direkt von der Keimstellendichte ab, da mit steigender Wärmestromdichte immer mehr Keimstellen der Heizwand aktiviert werden. Die Anzahl der aktiven Keimstellen bestimmt die Anzahl der entstehenden Blasen und damit den Bereich der Heizfläche, welcher von diesen Blasen bedeckt wird. Das Verhältnis des von Blasen bedeckten Bereichs zur gesamten Oberfläche der Heizwand nennt man Blasenbelegungsichte.

Der Zusammenhang zwischen der Keimstellendichte und dem Wärmeübergangskoeffizienten einer Oberfläche wurde von Kurihara und Meyers (1960) aufgezeigt. Bei der Verdampfung von Wasser und verschiedenen organischen Fluiden an einer aufgerauhten Kupferrohroberfläche ergaben ihre experimentellen Ergebnisse einen direkten Zusammenhang zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten und der Keimstellendichte, welche wiederum von der Oberflächenrauigkeit abhängt.

$$\alpha \propto (N/A)^{0.43} \quad (4.43)$$

Eine Gleichung zur Bestimmung der Blasenbelegungsdichte wurde von Gaertner und Westwater (1960) anhand ihrer Experimente mit

$$N_A \propto q^n \quad (4.44)$$

angegeben, mit $n = 2.1$.

Sultan und Judd (1978) untersuchten die Keimstellendichte von horizontalen Kupferrohren beim Blasensieden in Wasser bei Umgebungsdruck. Ihre experimentellen Ergebnisse zeigen eine geringere Abhängigkeit der Keimstellendichte von der Wärmestromdichte als die Ergebnisse von Gaertner und Westwater (1960). Allerdings ist die absolute Anzahl der Keimstellen nach Sultan und Judd größer als bei den Ergebnissen von Gaertner und Westwater. Als Exponent n zur Bestimmung der Keimstellendichte wurden Werte zwischen 1 und 2 angegeben, abhängig von verschiedenen Parametern, wie der Benetzbarkeit und der Beschaffenheit der Oberfläche, thermodynamischen Eigenschaften des Fluids und experimentellen Parametern.

Mikic und Rohsenow (1969) bestimmten die Anzahl der aktiven Keimstellen pro Flächeneinheit zu

$$N_A \propto \left(\frac{D_S}{D_C} \right)^n \quad (4.45)$$

mit D_S als Durchmesser der größten Keimstelle auf der Oberfläche und n als empirischer Konstanten.

Eine weitere Korrelation wurde von Bier et al. (1978) vorgeschlagen.

$$\ln N_A = \ln N_{A,\max} \left(1 - \left(\frac{D_C}{D_S} \right)^n \right) \quad (4.46)$$

Der Wert N_{\max} beschreibt die maximale Keimstellendichte, welche für eine Keimstellengröße von $D_C \rightarrow 0$ auftritt. Der empirische Exponent n hängt von der Oberflächenbearbeitung ab.

Cornwell und Brown (1978) untersuchten Kupferoberflächen mit verschiedenen Rauigkeiten bei Umgebungsdruck in Wasser bezüglich aktiver Keimstellen im Bereich niedriger Wärmestromdichten. Sie setzen die Blasenbelegungsdichte in Abhängigkeit zur Wandüberhitzung.

$$N_A \propto \Delta T^{4.5} \quad (4.47)$$

Die Untersuchung der Oberfläche mit einem Elektronenmikroskop ergab zudem einen Zusammenhang zwischen der Anzahl der Vertiefungen und ihren Durchmessern D_c .

$$N = \frac{1}{D_c^2} \quad (4.48)$$

Ein auf der Energiebilanz für die Heizfläche

$$q A = q_B A_B + q_K A_K \quad (4.49)$$

beruhender Ansatz zur Bestimmung der Blasenbelegungsichte lautet (Mikic und Rohsenow 1969):

$$\frac{N}{A} = \frac{\alpha_{\text{exp}} + \alpha_K}{\alpha_B + \alpha_K} \frac{1}{\pi d_0^2} \quad (4.50)$$

mit dem von der Blasenbildung beeinflussten Bereich A_B und dem Bereich der einphasigen freien Konvektion A_K .

$$A = A_B + A_K \quad (4.51)$$

Der von der Blasenbildung beeinflusste Bereich ist nach Han und Griffith (1965) die Summe der von Einzelblasen abgedeckten Fläche, wobei der Radius des Einflussbereichs einer Einzelblase dem entsprechenden Blasenabreissdurchmesser d_0 entspricht.

$$A_B = N \pi d_0^2 \quad (4.52)$$

Die Wärmeübertragung auf der Restfläche wird durch einphasige freie Konvektion bestimmt.

Der Wärmeübergangskoeffizient bei einphasiger, freier Konvektion α_K wird mit

$$Nu = C (Gr Pr)^n \quad (4.53)$$

errechnet (VDI-Wärmeatlas (1997)), wobei mit der Rayleigh-Zahl $Ra = 2 \cdot 10^7$ die Grenze zwischen laminarem und turbulentem Zustand bestimmt wird.

Nach einer Korrelation von Beer und Durst (1968) kann der Wärmeübergangskoeffizient α_B für den Bereich des Blaseneinflusses anhand

$$\alpha_B = \frac{1}{6} f d_0 \rho_g \Delta h_{fg} \frac{1}{\Delta T} \left(1 + \frac{Ja}{4} \right) \quad (4.54)$$

ermittelt werden.

Eine Korrelation von Blöchl (1986) definiert den Wärmeübergangskoeffizienten α_B als

$$\alpha_B = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \sqrt{\lambda_f \rho_f c_{p,f}} f \frac{1}{6} \rho_g \Delta h_{fg} f d_0 \frac{1}{\Delta T} \quad (4.55)$$

Diese Korrelation basiert auf dem weiter oben beschriebenen Ansatz von Mikic und Rohsenow (1969), welcher auch von Salem (1979) und Knabe (1984) verwendet wurde. Da dieser Ansatz für Bereiche niedriger Drücke aufgestellt wurde, beinhaltet er nur die instationäre Wärmeleitung von der Heizfläche an das Fluid. Er berücksichtigt nicht die Verdampfung des überhitzten Fluids in die Blase und einen möglichen Dry-Out im Blaseneinflussbereich. Die Ausgangsgleichung von Mikic und Rohsenow (1969) wurde von Blöchl (1986) um die Verdampfung in die Blase erweiterte (Gl. 4.55).

Sharma (1998) entwickelte eine Korrelation zur Bestimmung des Blasenabreissdurchmessers und der Blasenfrequenz und benutzte die Korrelation von Blöchl zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten. Die mit diesen Gleichungen erhaltenen theoretischen Wärmeübergangskoeffizienten für verschiedene Oberflächen stimmen zu $\pm 25\%$ mit experimentellen Werten überein. Die Untersuchungen wurden mit destilliertem Wasser, verschiedenen Kohlenwasserstoffen und Kältemitteln bei verschiedenen Wärmestromdichten und Drücken durchgeführt.

Hui und Thome (1985) untersuchten die Keimstellendichte beim Sieden in Wasser, Ethanol und Ethanol-Benzen-Mischungen. Die Ergebnisse zeigten eine Verringerung der Keimstellendichte bei binären Mischungen. Als Ursache wurden Diffusionseffekte und der nichtlineare Verlauf der thermophysikalischen Eigenschaften des Gemisches angegeben.

Barthau (1992) präsentierte eine neue optische Methode zur Messung der Dichte von aktiven Keimstellen. Die von Barthau durchgeführten Versuche beim Behältersieden von R114 an einem horizontalen Rohr zeigten bis zu 5000 Keimstellen pro cm^2 . Der Beitrag der einzelnen Keimstelle zur Wärmeübertragung ging mit steigendem Druck und speziell mit steigender Wärmestromdichte zurück. Der durchschnittliche Abstand zwischen den aktiven Keimstellen erreichte bei ungefähr 10% der kritischen Wärmestromdichte den Wert des Blasenabreissdurchmessers. Es zeigte sich, dass der latente Wärmetransport schon bei geringen Wärmestromdichten wichtig ist.

Für die Blasenbelegungsdichte wird von Hammer und Stephan (1995) eine Beziehung unter Berücksichtigung der Oberflächenrauigkeit der Heizfläche und des Randwinkels angegeben.

$$\frac{N_A}{A} = C \left(\left(\frac{1 \mu\text{m}}{r_{\min}} \right) \left(\frac{R_p}{1 \mu\text{m}} \right)^{0.133} \left(\frac{\beta}{\pi/6} \right)^n \right)^m \quad (4.56)$$

mit

$$r_{\min} = \frac{2 \sigma T_s}{\Delta h_{fg} \rho_g \Delta T} \quad (4.57)$$

4.6 Berechnungsverfahren

Die Ergebnisse zahlreicher experimenteller und theoretischer Untersuchungen zum Thema Behältersieden sind bisher veröffentlicht worden, und es wurden viele Ansätze zur Berechnung der Wärmeübertragung vorgeschlagen, von anderen Autoren aufgenommen oder verbessert. Allerdings ist die Gültigkeit dieser meist empirischen oder teilempirischen Korrelationen im Allgemeinen auf eine bestimmte Oberfläche, ein spezielles Fluid oder genau definierte Betriebszustände beschränkt.

Für Glatt- und Rippenrohre sind verschiedene Ansätze bekannt (VDI-Wärmeatlas, Kapitel Ha, 1997), aber sie beruhen ausschließlich auf experimentellen Ergebnissen. Allgemein gültige, theoretische Modelle zur Beschreibung der Wärmeübertragung sind bisher nicht verfügbar, weder für einfache glatte Oberflächen und insbesondere nicht für komplexere, strukturierte Oberflächen.

Ein wesentliches Ziel experimenteller Untersuchungen zur Wärmeübertragung ist die Erstellung einer Datenbasis, die es ermöglicht, Korrelationen zur theoretischen Beschreibung der Wärmeübertragung von Verdampferoberflächen zu erstellen. Wenn schon kein verwendbares Wärmeübertragungsmodell zur Verfügung gestellt werden kann, erlauben empirische oder teilempirische Korrelationen wenigstens näherungsweise Vorhersagen der Wärmeübertragung.

Die Beschreibung der Wärmeübertragung von einer Verdampferoberfläche an ein Fluid geschieht durch die Angabe des Wärmeübergangskoeffizienten α oder der Nusseltzahl Nu als Verhältnis zu Bezugswerten (α_0, q_0, p_r) oder in Abhängigkeit von dimensionslosen Kennzahlen ($Re, Pr, \text{etc.}$). Bei der Darstellung mit dimensionslosen Kennzahlen beinhalten diese die Stoffwerte und die relevanten Betriebsparameter. Die graphische Darstellung der experimentellen Daten erfolgt als Wärmeübergangskoeffizient α über der Wärmestromdichte q oder als Wärmestromdichte q über der Wandüberhitzung ΔT .

Es wurden verschiedene Ansätze für Korrelationen der Wärmeübertragung an Einzelrohren und Rohrbündeln entwickelt. Die Beschreibung der Wärmeübertragung erfolgt meist durch einen Ansatz für den Wärmeübergangskoeffizienten in der Form

$$\alpha = C q^n \quad (4.58)$$

oder durch einen Ansatz zur Berechnung der Nusseltzahl als Produkt verschiedener dimensionsloser Kennzahlen.

$$Nu = f(K_1, K_2, \dots) \quad (4.59)$$

Bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Gleichung 4.61 besteht der Faktor C aus einer festen Normierungsgröße und einer Stoffwertefunktion, beziehungsweise einer Druckfunktion. Gleichung 4.62 zeigt den Ansatz unter Verwendung dimensionsloser Zahlen oder Gruppen, welche meist durch eine Dimensions- oder Regressionsanalyse bestimmt werden.

Beispiele für diese Ansätze finden sich bei Rohsenow (1952), McNelly (1953), Forster und Zuber (1954, 1955), Gilmour (1958), Kutateladze (1963), Borishanskii (1969), Stephan und Abdelsalam (1980), Gorenflo (in VDI-Wärmeatlas, 1997) und vielen weiteren Autoren. Einige häufiger eingesetzte Korrelationen werden in den folgenden Kapiteln näher beschrieben.

4.6.1 Glattrohre

Eine oft verwendete Gleichung für die Wärmeübertragung beim Behältersieden wurde von Mostinski (1963) veröffentlicht. Die Stoffeigenschaften des Wärmeträgers gehen über den reduzierten Druck in die Berechnung ein.

$$\alpha = 0.00417 q^{0.7} p_{cr}^{0.69} (1.8 p_r^{0.17} \% 4 p_r^{1.2} \% 10 p_r^{10}) \quad (4.60)$$

Diese Formulierung zeigte für viele reine Fluide und für einen großen Bereich reduzierter Drücke gute Ergebnisse.

Aufgrund von Versuchen an einem Einzelrohr formulierte Danilowa (1962, 1965) folgende empirische Beziehung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten.

$$\alpha = C_0 f(p_r) \left(\frac{R}{R_0} \right)^{0.2} q^{0.75} \quad (4.61)$$

Die Funktion $f(p_r)$ beschreibt den Einfluß des Sättigungsdruckes auf den Wärmeübergang und kann durch

$$f(p_r) = 0.14 + 2.2 p_r \quad (4.62)$$

bestimmt werden. Die dimensionsbehaftete Konstante C_0 wird anhand folgender Gleichung ermittelt.

$$C_0 = \frac{548 p_r^{0.25}}{M^{0.125} T_r^{0.875}} \quad (4.63)$$

Die Gültigkeit dieser Formulierung wurde für reduzierte Drücke von $p_r \neq 0.5$ nachgewiesen, für höhere reduzierte Drücke ist der Verlauf der Funktion $f(p_r)$ nicht mehr linear und die Gleichung 4.62 nicht mehr anwendbar.

Slip...evi% (1973) verwendete folgende Form zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten

$$\alpha = C q^a p_s^b R_p^c \quad (4.67)$$

wobei die Konstanten $a = 0.7$ und $b = 0.133$ einheitlich für alle Fluide gelten. Diese Werte wurden aus Veröffentlichungen von Stephan (1963, 1964) übernommen, die anderen Konstanten C und c müssen für jedes Fluid einzeln angegeben werden. Für eine Reihe von Fluiden stehen diese Werte in der Veröffentlichung von Slip...evi% (1973) zur Verfügung.

Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung einer Gleichung für den Wärmeübergang ist eine Dimensions- oder Regressionssanalyse. Beispiele für ein solches Vorgehen sind Arbeiten von Stephan (1964) und von Abdelsalam (1977).

Stephan (1964) berücksichtigte 14 verschiedene Blasenbildungsparameter bei der Durchführung seiner Dimensionsanalyse. Die in 9 dimensionslosen Kennzahlen beschriebenen Parameter beinhalten die wichtigsten Einflussgrößen beim Behältersieden, wie die Temperaturleitfähigkeit des Fluids, den Blasenabreissdurchmesser, die Siedetemperatur sowie Reibungs- und Schwerkrafteinflüsse. Durch die Verwendung von Exponenten, welche auf experimentellen Ergebnissen beruhen, stellte Stephan Korrelationen für horizontale Rohre und horizontale Platten auf.

Abdelsalam (1977) erweiterte die Einflussgrößen um die Beschreibung der thermischen Heizflächeneigenschaften sowie eines Dichteverhältnisses, und definierte 13 dimensionslose Kennzahlen, mit welchen er eine Regressionsanalyse durchführte. Die experimentellen Ergebnisse aus 54 Veröffentlichungen bildeten die Datenbasis für die Regressionsanalyse. Aufgeteilt nach Stoffgruppen ergaben sich vier Korrelationen, je eine für Wasser, Kohlenwasserstoffe, Kryogene und Kältemittel.

Für Kohlenwasserstoffe wurde folgende Formulierung zur Bestimmung der Nusseltzahl angegeben.

$$\frac{\alpha d_0}{\lambda_f} = 0.0546 \left(\left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \frac{q d_0}{\lambda_f T_S} \right)^{0.67} \left(\frac{\rho_f \& \rho_g}{\rho_f} \right)^{4.33} \left(\frac{\Delta h_{fg} d_0^2}{a_f^2} \right)^{0.248} \quad (4.65)$$

Die Anwendbarkeit dieser Korrelation wurde von verschiedenen Autoren, z.B. Sardesai et al. (1986), Thome und Shakir (1987) und Bajorek (1988), durch Vergleich mit experimentellen Ergebnissen beim Sieden verschiedener Fluide an der Oberfläche eines einzelnen Kupferrohres untersucht und bestätigt.

Für die Anwendung in der Praxis wurden von Stephan und Abdelsalam (1980) vereinfachte Korrelationen formuliert. Für Kohlenwasserstoffe gilt

$$\alpha = C q^{0.67} R_p^{0.133} \quad (4.66)$$

wobei die Werte der Konstanten C für einige Fluide bestimmt und in Diagrammen dargestellt wurden. Zur Bestimmung dieser vereinfachten Korrelation wurde die Oberflächenrauigkeit mit $R_p = 1 \mu\text{m}$ angenommen. Um die tatsächliche Heizflächenrauigkeit zu berücksichtigen, wurde von Stephan (1964) der Term $R_p^{0.133}$ hinzugefügt.

Ein anderer Ansatz geht von einer Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion des reduzierten Drucks p_r und der reduzierten Temperatur T_r aus.

Cooper (1982) veröffentlichte eine mathematische Umformulierung verschiedener Ansätze für den Wärmeübergangskoeffizienten mit dimensionslosen Kennzahlen als

$$\alpha = q^n C p_r^{c_1} T_r^{c_2} (1 \& T_r)^{c_3} . \quad (4.67)$$

Durch Eliminierung der reduzierten Temperatur erhielt Cooper für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten an horizontalen Rohren die Formulierung

$$\alpha = C q^{0.69} p_r^{(0.056)} (\& \log_{10} p_r)^{0.7} . \quad (4.68)$$

Aufgrund experimenteller Ergebnisse wurde für eine Anzahl von Fluiden die Konstante C bestimmt und in der Veröffentlichung angegeben. Für andere Fluide muss die Konstante C experimentell bestimmt werden.

Einer weiteren Studie legte Cooper (1984) eine größere Anzahl experimenteller Daten zugrunde. Desweiteren wurden nun auch Stoffwerte der Heizfläche und des Wärmeträgers durch die Oberflächenrauigkeit R_p beziehungsweise das Molekulargewicht M berücksichtigt.

$$\alpha = 55.4 C q^{0.67} p_r^{\& 0.12 \& 0.2 \log_{10} R_p} (\& \log_{10} p_r)^{\& 0.55} M^{\& 0.5} . \quad (4.69)$$

Für horizontale Kupferrohre wird die Konstante $C = 1.7$ zur Berücksichtigung der Heizflächenform angegeben, für andere Heizwandmaterialien gilt $C = 1$.

Gorenflo (VDI-Wärmeatlas, Kapitel Ha, 1997) beschreibt den Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von Referenzwerten, welche durch Untersuchungen von horizontalen Einzelrohren aus Kupfer gewonnen wurden.

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = C_w \left(\frac{q}{q_0} \right)^{n(p_r)} F(p_r) \quad (4.70)$$

Der Einfluss des Siededruckes auf den Wärmeübergangskoeffizienten wird durch den Exponenten $n(p_r)$ der normierten Wärmestromdichte berücksichtigt.

$$n(p_r) = 0.9 + 0.3 p_r^C \quad (4.71)$$

Der Exponent C wurde für nahezu alle Fluide zu $C = 0.3$ bestimmt, außer für Wasser, für das aufgrund der schwächeren Druckabhängigkeit der Wert $C = 0.15$ gilt, und für Helium, bei dem bis jetzt noch keine Abhängigkeit des Exponenten n vom reduzierten Druck festgestellt wurde.

Die relative Druckabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten wird durch die Funktion $F(p_r)$ berücksichtigt, welche empirisch ermittelt wurde.

Für die meisten Fluide gilt

$$F(p_r) = 1.2 p_r^{0.27} \% \left(2.5 \% \frac{1}{1 + p_r} \right) p_r, \quad (4.72)$$

während für Wasser die Formulierung

$$F(p_r) = 1.73 p_r^{0.27} \% \left(6.1 \% \frac{0.68}{1 + p_r} \right) p_r^2 \quad (4.73)$$

benutzt wird.

Der Einfluss der Heizwandeigenschaften fließt über die Oberflächenrauigkeit R_a und den Wärmeeindringkoeffizienten b durch den Term

$$C_w = \left(\frac{R_a}{R_{a,0}} \right)^{0.133} \left(\frac{\lambda \rho c_p}{\lambda_0 \rho_0 c_{p,0}} \right)^{0.25} \quad (4.74)$$

in die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ein.

Für verschiedene Arbeitsmittel werden im VDI-Wärmeatlas (1997) die Bezugswerte α_0 bei $p_{r,0} = 0.1$, $q_0 = 20 \text{ kW/m}^2$ und $R_{a,0} = 0.4 \text{ } \mu\text{m}$ angegeben. Sollten keine Angaben für das zu untersuchende Fluid vorhanden sein, wird zur Berechnung des Bezugswerts α_0 eine von Stephan und Preußer (1979) entwickelte Beziehung herangezogen.

$$\frac{\alpha d_0}{\lambda_f} = 0.1 \left(\frac{q d_0}{\lambda_f T_S} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.156} \left(\frac{\Delta h_{fg} d_0^2}{a_f^2} \right)^{0.371} \left(\frac{a_f^2 \rho_f}{\sigma d_0} \right)^{0.35} \left(\frac{\eta_f c_{p,f}}{\lambda_f} \right)^{0.16} \quad (4.75)$$

Da diese Beziehung eine zu geringe Druckabhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten enthält, wird der Bezugswert α_0 zunächst bei $p_{r,0} = 0.03$ bestimmt und dann unter Berücksichtigung der Funktion $F(p_r)$ auf den Bezugswert $p_{r,0} = 0.1$ umgerechnet.

Eine Korrelation zur Bestimmung der Nusseltzahl bei der Wärmeübertragung von einer rohrförmigen Oberfläche wurde von Jung et al. (1998) veröffentlicht.

$$Nu_{theor.} = 14.86 \left(\frac{q d_0}{\lambda_f T_{sat}} \right)^{m_{theor.}} \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{1.093} p_r^{1.553} \quad (4.76)$$

mit

$$m_{theor.} = 0.291 \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.294} p_r^{0.197} \quad (4.77)$$

Diese Korrelation wurde aufgrund experimenteller Ergebnissen mit verschiedenen Kältemitteln erstellt. Ein Vergleich experimenteller und theoretischer Werte ergab eine mittlere Abweichung von $\pm 7.4\%$

4.6.2 Rippenrohre

Slipcevic und Zimmermann (1982) veröffentlichten eine anhand einer Dimensionsanalyse erstellte Korrelation für die Berechnung des Wärmeübergangs beim Blasensieden an einzelnen Rippenrohren. Die theoretischen Ergebnisse wurden mit eigenen Messwerten, sowie mit den Ergebnissen anderer Autoren verglichen. Die theoretisch bestimmten Wärmeübergangskoeffizienten zeigten eine gute Übereinstimmung mit den eigenen Messwerten von Slipcevic (1974) und Zimmermann (1982), sowie mit den Ergebnissen von Gorenflo (1977), während Messwerte aus Veröffentlichungen von Dyundin (1969) und Schroth (1969) im Allgemeinen höher lagen.

Die Beziehung von Slipcevic und Zimmermann (1982) lautet

$$\alpha = \alpha_R \left[1 + (1 + \eta_R) \frac{A_R}{A} \right] \quad (4.78)$$

mit

$$\alpha_R = S_B q^{0.6} \quad (4.79)$$

$$S_B = C \frac{\lambda_f}{d_0} \left[\frac{c_{p,l} \rho_g \Delta h_{fg}}{g^2 T_S \lambda_f^2 \rho_f} \right]^{0.3} \quad (4.80)$$

$$\begin{aligned}
 A &= A_R + A_G \\
 A_R &= \frac{2}{t_R} (d_R^2 + d_K^2) \frac{\pi}{4} \\
 A_G &= \frac{t_R + b_R}{t_R} \pi d_a
 \end{aligned}
 \tag{4.81}$$

Der Rippenwirkungsgrad η_R ist durch

$$\begin{aligned}
 \eta_R &= \frac{\tanh X}{X} \\
 X &= n_R \left(\frac{d_{Ke}}{2} \right) \sqrt{\frac{2 \alpha_R}{b_R \lambda_R}} \\
 n_R &= \left(\frac{d_a}{d_{Ke}} + 1 \right) \left(1 + 0.35 \ln \frac{d_a}{d_{Ke}} \right)
 \end{aligned}
 \tag{4.82}$$

definiert. Die Gl. 4.82 gilt für Kreisrippen.

Schroth (1969) benutzt den ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten einer glatten Vergleichsoberfläche und multipliziert diesen mit dem Verhältnis $n = \text{Rippenrohroberfläche} / \text{Glattrohroberfläche}$, einem Term aus Geometriedaten und einer Konstanten.

$$\alpha = 1.25 \alpha_{glatt} n \sqrt{\frac{h}{t}}
 \tag{4.83}$$

Eine von Palen und Yang (1983) vorgeschlagene Korrelation unterteilt die Parameter, die zur Verbesserung der Wärmeübertragung durch die Verwendung von Rippen führen, in die reine Vergrößerung der benetzten Oberfläche, sowie in die Beeinflussung der Siedevorgänge durch die Rippenform.

$$\alpha_R = F_R F_{Ob} F_C \alpha_{Bl} + \alpha_K
 \tag{4.84}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_K beschreibt den Anteil der Naturkonvektion und wird für höhere Wärmestromdichten vernachlässigt. Der Wert α_{Bl} ist der Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden einer glatten Oberfläche und kann durch eine geeignete Korrelation (siehe Kapitel 4.6.1) bestimmt werden. Der Korrekturfaktor F_R berücksichtigt die Rippeneffizienz und wird durch eine Gleichung von Bell und Mueller (1984) beschrieben. Der Oberflächenkorrekturfaktor F_{Ob} berücksichtigt die Beeinflussung der Blasenentstehung durch den geringen Abstand der Rippen zueinander, und der Faktor F_C bestimmt den Einfluß einer Fluidmischung auf die Wärmeübertragung, wobei F_C für reine Fluide 1 ist.

Der Oberflächenkorrekturfaktor F_{Ob} hängt nach Yilmaz und Palen (1984) von der Rippengeometrie, den Stoffeigenschaften des Fluids, der Wärmestromdichte und einem Korrekturfaktor bei der Verwendung von Fluidmischungen ab. Er kann nach Palen et al. (1986) mit folgender Gleichung bestimmt werden.

$$F_{Ob} = C \left(\frac{q}{q_0} \right)^{c_1} p_r^{c_2} F_C^{c_3} \quad (4.85)$$

Gorenflo (VDI-Wärmeatlas, 1997) variierte die von ihm aufgestellte Korrelation zur Bestimmung der Wärmeübertragung an einem Glattrohr durch Verwendung der Flächenvergrößerung n eines Rippenrohrs gegenüber einem Glattrohr mit dem Kerndurchmesser des Rippenrohrs.

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(\frac{q}{q_0} \right)^{n(p_r/\sqrt{n})} F(p_r/\sqrt{n}) \quad (4.86)$$

$$n(p_r/\sqrt{n}) = n(p_r) + 0.1 \frac{h}{t} \quad (4.87)$$

$$F(p_r/\sqrt{n}) = 1.2 \left(\frac{p_r}{\sqrt{n}} \right)^{0.27} \% \left(2.5 \% \left(1 + \left(\frac{p_r}{\sqrt{n}} \right)^{0.1} \right) \right) \left(\frac{p_r}{\sqrt{n}} \right) \quad (4.88)$$

4.6.3 Hinterschnittene Oberflächenstrukturen

Der Hauptunterschied zwischen porösen Oberflächen und Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen ist, dass die Struktur der hinterschnittenen Oberflächen, zumindest grundsätzlich, geometrisch eindeutig definiert werden kann. Man kann in diesem Fall die Abmessungen der Kanäle und Kammern näherungsweise angeben und in Korrelationen berücksichtigen. Dies führt allerdings zu einer Erweiterung der verfügbaren Parameter für die Bestimmung einer Korrelation und dadurch zu komplexeren Beschreibungen. Bisher wurden erst wenige Anstrengungen unternommen, die Wärmeübertragung von einer hinterschnittenen Oberfläche zu beschreiben, aber alle Versuche in diese Richtung führten schließlich zu sehr komplexen Korrelationen. Dies reduziert ihre Anwendbarkeit in der Praxis erheblich.

Basierend auf experimentellen Resultaten entwickelten Nakayama et al. (1980) ein dynamisches Siedemodell für hinterschnittene Oberflächenstrukturen. Die untersuchten Oberflächen bestanden aus Platten mit rechteckigen Kanäle und dreieckigen Öffnungen zur Fluidseite.

Für die Erstellung des Modells wurde der Siedevorgang in drei Phasen unterteilt:

1. Druckaufbauphase:
Durch die Verdampfung des Fluids in der hinterschnittenen Geometrie steigt der Druck in den Kanälen solange, bis der Radius des an der Porenöffnung entstehenden Meniskus gleich groß ist wie der Porenöffnungsradius. Dann ist der maximale Druck in der hinterschnittenen Geometrie erreicht.

2. Druckreduktionsphase:
An einigen aktiven Poren eines Kanals entstehen aus den Menisken Blasen, und der in Phase 1 aufgebaute Druck fällt wieder ab, wodurch an den anderen Poren die Blasenbildung unterbunden wird. Diese Poren werden als inaktiv bezeichnet. Das Blasenwachstum wird erst durch den hohen internen Druck und nach dessen Abfall durch die Trägheit des zurückweichenden Fluids um die Blase herum gefördert.
3. Flüssigkeitseintrittsphase:
Die Phase des Blasenwachstum hält an, bis der Druck in der Blase und in der hinter-schnittenen Geometrie kleiner als der Umgebungsdruck wird. Ab diesem Augenblick fließt Fluid durch die inaktiven Poren in die Kanäle, während sich die Blasen aus den aktiven Poren ablösen. Alle Poren werden nun durch Flüssigkeitsmenisken wieder verschlossen. Das eingeflossene Fluid verteilt sich aufgrund von Kapillarkräften in den Kanälen, und der Zyklus beginnt von vorne.

In der Modellierung wurden die Phasen 2 und 3 zusammengefasst.

Die Beziehungen zur Bestimmung der Wärmestromdichte nach Nakayama et al. (1980) lassen sich folgendermaßen darstellen:

$$q = q_{ext} + q_{int} \quad (4.89)$$

$$q_{ext} = \left(\frac{\Delta T}{C_q} \right)^{1/y} \left(\frac{N_{act}}{A} \right)^{x/y} \quad (4.90)$$

$$q_{int} = \left(\frac{N_{act}}{A} \right) f_b \Delta h_{fg} \rho_g \frac{\pi d_0^3}{6} \quad (4.91)$$

Die Parameter x , y und C_q sind empirische Konstanten.

Von Xin und Chao (1985) stammt eine speziell für eine ebene GEWA-T - Oberfläche entwickelte Korrelation, die obwohl sie sehr komplex angelegt ist, nicht ohne empirische Konstanten auskommt. Entgegen der von Nakayama et al. (1980) vorgeschlagenen Annahme eines periodischen Vorgangs beim Flüssigkeitseintritt bzw. Dampfaustritt gingen Xin und Chao von einem stationären Vorgang aus, bei dem der Dampf im Zentrum der schlitzförmigen Öffnung die hinterschnittene Geometrie verlässt, während Flüssigkeit entlang der Wände in die Struktur eintritt. Weiterhin wurde angenommen, dass die Kanäle rechteckig seien, obwohl Schnittbilder von GEWA-T-Oberflächen eher elliptische bis kreisförmige Kanalquerschnitte zeigen.

Die vorgeschlagene Korrelation lautet

$$Nu = 3.76 \left(\frac{2 H_T + W_T}{2 g_p} \right) Ar_d^{1/3} Re_f^{0.15} We_d^{0.29} Pr_f^{0.76} \quad (4.92)$$

und gilt unter folgenden Voraussetzungen:

$$\begin{array}{l} C \quad 0.016 < Re_f < 7.03 \\ C \quad 1.4 \cdot 10^{-6} < We < 0.17 \\ C \quad 1.76 < Pr_f < 7.86. \end{array}$$

Die Archimedes-Zahl, die Weber-Zahl und die Prandtl-Zahl werden mit der Schlitzweite g_p als charakteristischer Dimension berechnet, bei der Reynolds-Zahl wird der Rippenabstand t verwendet. Vergleiche dieser Korrelation mit experimentellen Ergebnissen von Stephan und Mitrovic (1981) bei Siederversuchen an GEWA-T - Rohren in R11, R12 und R22, bzw. mit Ergebnissen von Marto und Lepere (1982), Marto und Hernandez (1983) in R113, Yilmaz und Westwater (1981) in Isopropanol oder Yilmaz et al. (1980) in p-Xylen zeigten, dass die besten Ergebnisse mit nicht zur Familie der Kältemittel gehörenden Fluiden erzielt werden.

Auf der Basis ihrer Korrelation für GEWA-T - Oberflächen wurde von Xin und Chao (1985) eine weitere Gleichung zur Beschreibung der Wärmeübertragung von einer Thermoexcel-E-Oberfläche angegeben. Da diese Oberfläche keinen umlaufenden Schlitz, sondern einzelne Poren als Öffnungen zur Fluidseite besitzt, wurde die Schlitzweite für die Berechnung der Archimedeszahl durch den Porendurchmesser und bei der Berechnung der Weberzahl durch das Verhältnis Porendurchmesser zu Porenabstand ersetzt. Die umformulierte Gleichung lautet

$$Nu = 6.02 \left(\frac{2 H_T \% W_T}{2 g_p} \right) Ar_D^{1/3} Re_f^{0.51} We_D^{0.08} Pr_f^{0.34} \quad (4.93)$$

Auch beim Einsatz dieser Gleichung tritt das Problem auf, dass die Kanalquerschnitte der in der Praxis eingesetzten Strukturen nicht rechteckig und die Poren nicht kreisförmig sind, wodurch die Anwendbarkeit der Korrelation in Frage gestellt werden kann.

Eine halbtheoretische Gleichung von Ayub und Bergles (1987) zur Beschreibung der Wärmeübertragung an GEWA-T - Oberflächen zeigte gute Übereinstimmung zwischen den experimentell ermittelten Werten und den theoretischen Ergebnissen. Für Wasser betrug die maximale Abweichung 28% , für R113 23%.

Basierend auf der Formulierung von Nakayama et al. (1980) lautet ihre Gleichung

$$q = \frac{\lambda_f C_T \Delta T}{A} \% \left(\frac{\Delta T}{C_q} \right)^{\frac{1}{y}} \left(\frac{N_{act}}{A} \right)^{\frac{x}{y}} \quad (4.94)$$

mit

$$\begin{array}{l} N_{act} = 42.94 \% 40.96 \Delta T \% 2.53 \Delta T^2 \quad (H_2O) \quad \text{und} \\ N_{act} = 32.13 \% 20.25 \Delta T \% 0.85 \Delta T^2 \quad (R113) \quad . \end{array} \quad (4.95)$$

Die Konstante C_T wurde für Wasser zu 12.779 cm bestimmt. Die weiteren Parameter wurden nach Nakayama mit $x = -1/5$ und $y = 3/5$ festgelegt. Die Konstante zur Beschreibung des Anteils der Naturkonvektion wurde mit $C_q = 3 \text{ [K (cm}^2/\text{W)}^{3/5} (1/\text{cm}^2)^{1/5}]$ festgelegt.

Wang et al. (1991) untersuchten die Wärmeübertragung beim Behältersieden an 10 Rohren mit T-Rippen, sowie einem Glattrohr als Referenz. Die Experimente wurden mit R113 und Ethanol als Wärmeträger bei Drücken im Bereich von 1 bar bis 6 bar durchgeführt. Sie veröffentlichten

eine Korrelation, welche auf einem 2-Bereichsmodell aufbaut und durch eine Regressionsanalyse bestimmt wurde.

$$\frac{\alpha d}{\lambda_f} \cdot 6.327 \left[\frac{c_{p,f} \Delta T}{\Delta h_{fg}} \right]^{0.589} \left[\frac{q d}{\eta_f \Delta h_{fg}} \right]^{0.509} \left[\frac{(\rho_f \& \rho_d) g d^3}{\rho_f \mu_f \mu_d} \right]^{0.215} \left[\frac{q^2 t (w \% h)}{\sigma \rho_d \Delta h_{fg}^2 g_p} \right]^{0.169} Pr_f^{0.1592} \quad (4.96)$$

Die Autoren unterscheiden bei der Wärmeübertragung an T-Rippen - Rohren 2 Bereiche, in denen Dampfströmungen auftreten: Bereich 1 beschreibt die kontinuierliche Dampfströmung innerhalb der Rippenstruktur, Bereich 2 die Dampfströmung um den äußeren Umfang des T-Rippenrohres. Jeder Bereich wurde unter Annahme der Dünnschichtverdampfung einzeln untersucht, und es wird ein Modell vorgeschlagen, welches durch die Zweiphasen-Umfangsströmung in beiden Bereichen gekennzeichnet ist. Das Modell beschreibt die experimentellen Ergebnisse von Wang et al. (1991) mit einem mittleren Fehler von $\pm 20\%$.

Ein Modell von Lin et al. (1994) unterteilt, wie bei Nakayama (1980), den gesamten Wärmestrom in einen internen und einen externen Anteil.

$$q = q_{ext} \% q_{int} \quad (4.97)$$

Die Korrelation wurde aufgrund experimenteller Untersuchungen an Rohroberflächen mit wendelförmigen V-Rillen, welche mit Kupferdraht umwickelt wurden, erstellt. Dadurch entstanden hinterschnittene Strukturen, deren Einfluss auf die Wärmeübertragung aufgrund folgender Annahmen beschrieben wurde,

- C die internen Kammern sind miteinander verbunden und haben eine winklige Form,
- C Dampfblasen treten aus aktiven Poren aus und Flüssigkeit strömt durch inaktive Poren in die Kanäle ein,
- C die interne Wärmeübertragung resultiert aus einer Dünnschichtverdampfung und die externe Wärmeübertragung aus Konvektion, hervorgerufen durch Flüssigkeitsverwirbelungen an der Oberfläche durch die austretenden Dampfblasen.

Bei der Formulierung einer Gleichung für die Filmverdampfung in den hinterschnittenen Strukturen wurden die Annahmen getroffen, dass

- C in den hinterschnittenen Strukturen ein gleichmäßiger, der Sättigungstemperatur der Flüssigkeit entsprechender Dampfdruck herrscht,
- C die V-Rillen - Oberflächentemperatur der gleich der Wandtemperatur ist,
- C Filmverdampfung bei mittleren und hohen Wärmestromdichten auftritt.

Unter Berücksichtigung dieser Annahmen wurde die interne Wärmestromdichte folgendermaßen formuliert.

$$q_{int} = \frac{2 Q_m}{p_t g_p (N \% 0.5)} \quad (4.98)$$

Die externe Wärmestromdichte wird nach der Gleichung von Nakayama (1980) berechnet.

$$q_{ext} = N_A^{1/3} \left(\frac{\Delta T}{C_q} \right)^{5/3} \quad (4.99)$$

Ein semi-analytisches Modell zur Beschreibung der Verdampfungsvorgänge an Oberflächen mit hinterschnittenen Strukturen wurde von Chien und Webb (1998a) vorgeschlagen. Dieses Modell ist ohne Frage die bisher ausführlichste Beschreibung der Wärmeübertragung von hinterschnittenen Oberflächen, zeichnet sich aber auch durch eine hohe Komplexität aus, welche den Einsatz in der Praxis erschwert.

Das Modell geht von der Annahme aus, dass die internen Kanäle mit Dampf gefüllt und lediglich in den Menisken noch Flüssigkeitsreste vorhanden sind. Durch die Berücksichtigung der Schichtdicke der Menisken, des Blasenabreissdurchmessers und des Blasenwachstums beschreibt dieses dynamische Modell die zeitlich veränderliche Wärmeübertragung durch Phasenübergang innerhalb, sowie durch Konvektion außerhalb der hinterschnittenen Strukturen.

$$q = q_{tun} \% q_{ext} \quad (4.100)$$

Die interne Wärmeübertragung, in dieser Formulierung q_{tun} genannt, wird durch die Verdampfung aus den Flüssigkeitsmenisken dominiert, während an der Außenoberfläche die Wärme durch transiente Wärmeleitung und Konvektion abgeführt wird.

Wie bei Nakayama et al. (1980) wird ein zyklischer Ablauf vorausgesetzt, welcher in drei Phasen unterteilt wird, der Wartezeit Δt_w , der Blasenwachstumsperiode Δt_g und der Phase des Flüssigkeitseintritts Δt_e (Abb. 4.3).

1. Während der Wartezeit Δt_w ist der Kanal, außer in den Ecken, in denen Flüssigkeitsreste existieren, mit Dampf gefüllt. Aus den Menisken wird Flüssigkeit verdampft, wobei sich ihr Radius verkleinert. Der Dampf kann durch die Oberflächenspannung der Flüssigkeit an der Porenöffnung den Kanal nicht verlassen, wodurch eine Druckerhöhung eintritt. Sobald der Druck groß genug ist ($\Delta P = 4\sigma/d_p$), beginnt sich an der Porenöffnung eine Dampfblase zu bilden.
2. Die Blase wächst nun durch den aus dem Kanal einströmenden Dampf in die Flüssigkeit, wobei die inneren Kräfte der die Blase umgebenden Flüssigkeit, sowie die Überhitzung des Dampfes im Kanal die wichtigsten Einflussgrößen sind (Chien und Webb, 1998a). Zu Beginn des Blasenwachstums besitzt die Blase den Radius $R(t_b) = d_p/2$. Mit zunehmender Verdampfung der Flüssigkeit im Kanal verringert sich der Meniskusradius R_m der Flüssigkeitsreste in den Kanalecken, wodurch die Oberflächenspannung im Meniskus steigt, was wiederum zu einem höheren Sättigungsdruck in der Flüssigkeit führt. Dies kann sogar eine weitere Verdampfung aus der Flüssigkeit verhindern, wenn sich dadurch die Sättigungstemperatur des Fluids der Wandtemperatur annähert. Deshalb muss der Meniskusradius am Ende eines Blasenzykluses $R_{m,e}$ größer als der Radius $R_{n,e}$ sein, bei dem noch keine Verdampfung stattfindet.

$$R_{n,e} = \frac{\sigma}{\Delta T} \left(\frac{dT}{dP} \right) \quad (4.101)$$

Für das Modell wird angenommen, dass am Ende dieser Periode kugelförmige Blasen mit einem Durchmesser von $R = d_p/2$ die Porenoberfläche verlassen.

3. In der sehr kurzen Zeit nach dem Ablösen der Blase ist der Druck in den Kanälen geringer als im umgebenden Fluid, und Flüssigkeit kann einströmen. Am Ende dieser Phase besitzen die Flüssigkeitsmenisken in den Ecken der Kanäle wieder ihren Ursprungsradius $R_{m,i}$. Da diese Periode sehr viel kürzer ist als die beiden vorhergegangenen Phasen, wie schon von Nakayama et al. (1980) beobachtet, wird sie in diesem Modell nicht berücksichtigt.

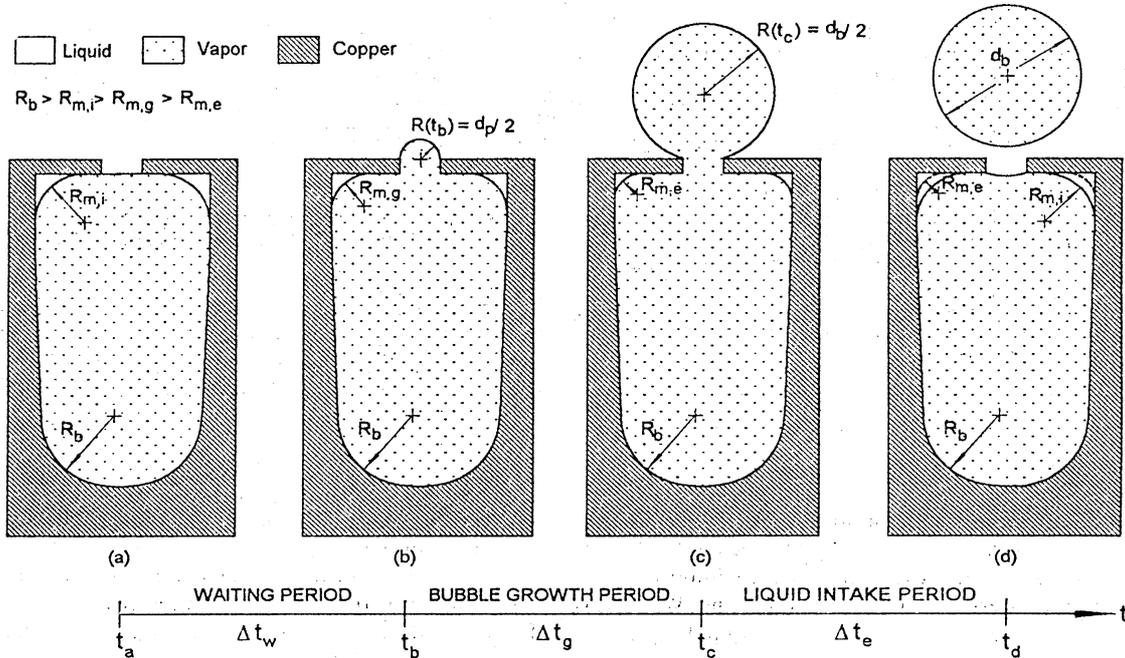


Abbildung 4.3 Verdampfung in hinterschnittenen Strukturen (Chien und Webb, 1998a)

Für die Bestimmung der Wärmeübertragung in den Kanälen werden folgende Annahmen getroffen.

- Bis auf Flüssigkeitsreste in den Ecken der Kanäle sind diese mit Dampf gefüllt.
- Die vorhandene Flüssigkeit ist gleichmäßig in den Ecken der Kanäle verteilt.
- Wärmeübertragung durch Verdampfung findet nur in den Kanälen statt. Die Mikroschichtverdampfung auf der Außenoberfläche über den Kanälen wird vernachlässigt.
- Die Verdampfungsrate ist bestimmt durch eindimensionale Wärmeleitung von der Oberfläche des Flüssigkeitsmeniskus.
- Sind die Kanäle rechteckig, befinden sich Flüssigkeitsreste in jeder der vier Ecken. Bei halbkreisförmigem Kanalquerschnitten existieren nur zwei Bereiche mit Flüssigkeit nahe den Rippenspitzen.
- Besteht die Wärmeübertrageroberfläche aus einem Material mit hoher Wärmeleitfähigkeit, z.B. Kupfer, ist die Wandtemperatur über der Rippenhöhe konstant.

Zur iterativen Berechnung der Gesamtwärmestromdichte $q = q_{\text{tun}} + q_{\text{ext}}$ sind folgende Schritte notwendig.

- a. Berechnung des Blasenabreissdurchmessers d_0 mit bekanntem Porendurchmesser der hinterschnittenen Struktur und den thermophysikalischen Daten des Wärmeträgers.

$$d_0 \cdot \left[\frac{Bo \cdot \sqrt{Bo^2 \cdot 2304 (96/Bo \cdot 3)}}{192 \cdot 6 Bo} \right]^{0.5} d_p \quad (4.102)$$

b. Berechnung der Blasenwachstumszeit Δt_g

$$\Delta t_g \cdot 0.0296 \left[\frac{7 \rho_f T_S (d_0 \cdot d_p)}{\pi \Delta h_{fg} \rho_g \Delta T (d_0 \cdot d_p)} \right]^{0.5} \left(\frac{d_0 \cdot d_p}{2} \right) \quad (4.103)$$

c. Berechnung des Flüssigkeitsmeniskusradius $R_{m,i}$

$$R_{m,i} \cdot \left[R_{m,e}^2 \cdot \frac{\Delta A_{f,cyc}}{N_m (1 \cdot \pi/4)} \right]^{0.5} \quad (4.104)$$

Das auf den Umfang bezogene Flüssigkeitsvolumen $\Delta A_{f,cyc}$, welches während eines Blasenzykluses in die Kanäle fließt, kann folgendermaßen bestimmt werden.

$$\Delta A_{f,cyc} \cdot \frac{4 \cdot \pi}{2} C_{Rm} \Delta T^a d_p^b (H_t \cdot W_t)^c \left(\frac{\sigma^e}{\eta_f^d} \right) \quad (4.105)$$

Mit dieser Gleichung werden die Geometrie der strukturierten Oberfläche sowie verschiedene thermophysikalische Eigenschaften des Arbeitsmittels berücksichtigt. Wichtige geometrische Eigenschaften sind der Porendurchmesser d_p , die Kanalhöhe H_t und Kanalbreite W_t .

Zur Beschreibung des Flüssigkeitseintritts und der Verteilung der Flüssigkeit in den Ecken der Kanäle werden die dynamische Viskosität η_f und die Oberflächenspannung σ des Arbeitsmittels herangezogen.

Aufgrund ihrer experimentellen Untersuchungen geben die Autoren folgende Werte für die in Gleichung 4.108 verwendeten Konstanten an, welche für alle untersuchten Fluide (R11, R123, R134a, R22) und Geometrien für Wärmestromdichten im Bereich von $0.2 q_{DHF} < q < q_{DHF}$ gelten.

C_{Rm}	a	b	c	d	e
4.71E-9	0.1882	0.609	1.49	1.7712	0.512

d. Berechnung der Wärmeübertragung im Kanal während eines Blasenzykluses durch Integration von

$$Q_{tun} \cdot \frac{1}{m_0} \frac{dQ_m}{dt} dt \quad (4.106)$$

mit

$$\frac{dQ_m}{dt} \cdot \Delta T \left[2 L N_m \frac{\pi/4}{m_0} \frac{\lambda_f}{[R_m(t) \cdot \delta_{ne}(t)] \sec(\varphi) \cdot R_m(t)} R_m(t) d\varphi \right] \quad (4.107)$$

bei schrittweiser Verringerung des Radius des Flüssigkeitsmeniskus $R_m(t)$ von $R_{m,i}$ bis $R_{m,e}$.

Der Zeitschritt Δt kann mit

$$R_{m,new} = \left[R_{m,old}^2 - \frac{\Delta V_f}{L N_m (1 + \pi/4)} \right]^{0.5} \quad (4.108)$$

und

$$\Delta V_f = \Delta t \frac{2 L N_m \Delta T}{\Delta h_{fg}} \frac{\pi^{1/4}}{m_0} \frac{\lambda_f}{[R_m(t) + \delta_{ne}(t)] \sec(\varphi) + R_m(t)} R_m(t) d\varphi \quad (4.109)$$

bestimmt werden.

e. Berechnung der Wartezeit Δt_w mit

$$\frac{\Delta t_w}{m_0} \frac{dQ_{ext}}{\Delta T} \frac{dt}{dt} = V_{VM} \Delta h_{fg} \left[\frac{\rho_g (\Delta h_{fg} + R_{gas} T_{vo})}{R_{gas} T_{vo}^2} \ln \left(\frac{T_w + T_{vo}}{T_w + T_{vl}} \right) + \frac{\rho_g}{\Delta T_{tl}} \ln \left(\frac{V_{vl}}{V_t} \right) \right] \quad (4.110)$$

und Bestimmung des Meniskusradius $R_{m,g}$ zu Beginn der Blasenwachstumszeit.

f. Fortsetzung der Berechnung der internen Wärmeübertragung mit abnehmendem Radius des Flüssigkeitsmeniskus R_m während der Wartezeit im Bereich von $\Delta t_w < t < \Delta t_w + \Delta t_g$.

g. Addition der internen Wärmeübertragung während der Wartezeit und während der Blasenwachstumszeit und Bestimmung der Blasenfrequenz mit

$$f = \frac{1}{\Delta t_w + \Delta t_g} \quad (4.111)$$

h. Berechnung der Keimstellendichte N_A mit

$$N_A = \frac{6 q_{ex}}{\rho_g \Delta h_{fg} f \pi d_0^3} \quad (4.112)$$

i. Berechnung der externen Wärmeübertragung nach einem Modell von Haider und Webb (1997),

$$q_{ext} = q_{ext,MR} \left[1 + \left(\frac{0,66 \pi C}{Pr^{0.166}} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (4.113)$$

wobei der Einfluss der transienten Konvektion durch die Mikic-Rohsenow-Gleichung (1969) berücksichtigt wird.

$$q_{ex,MR} = 2 d_0^2 N_A \Delta T \sqrt{\pi \lambda_f \rho_f c_p f} \quad (4.114)$$

- j. Bestimmung der Gesamtwärmeübertragung durch Addition der internen und externen Wärmeübertragung,

$$q = q_{tun} + q_{ext} \quad (4.115)$$

wobei q_{tun} ($/q_{int}$) nach Gleichung 4.98.

5 VERSUCHSTECHNIK

5.1 Aufbau des Versuchsstands

Aufgrund der vorgegebenen Versuchsparameter, speziell der einzusetzenden Arbeitsmittel, musste der Versuchsstand explosionsgeschützt und für Drücke bis zu 1.6 MPa ausgelegt werden. Weiterhin mussten bei der Konzeption der Versuchsapparatur die Richtlinien zur Verwendung gefährlicher Stoffe bzw. die Verordnungen zum Betrieb einer Anlage bei hohen Drücken berücksichtigt werden. Abbildung 5.1 zeigt eine schematische Darstellung des Versuchsstands (Roth, 1996).

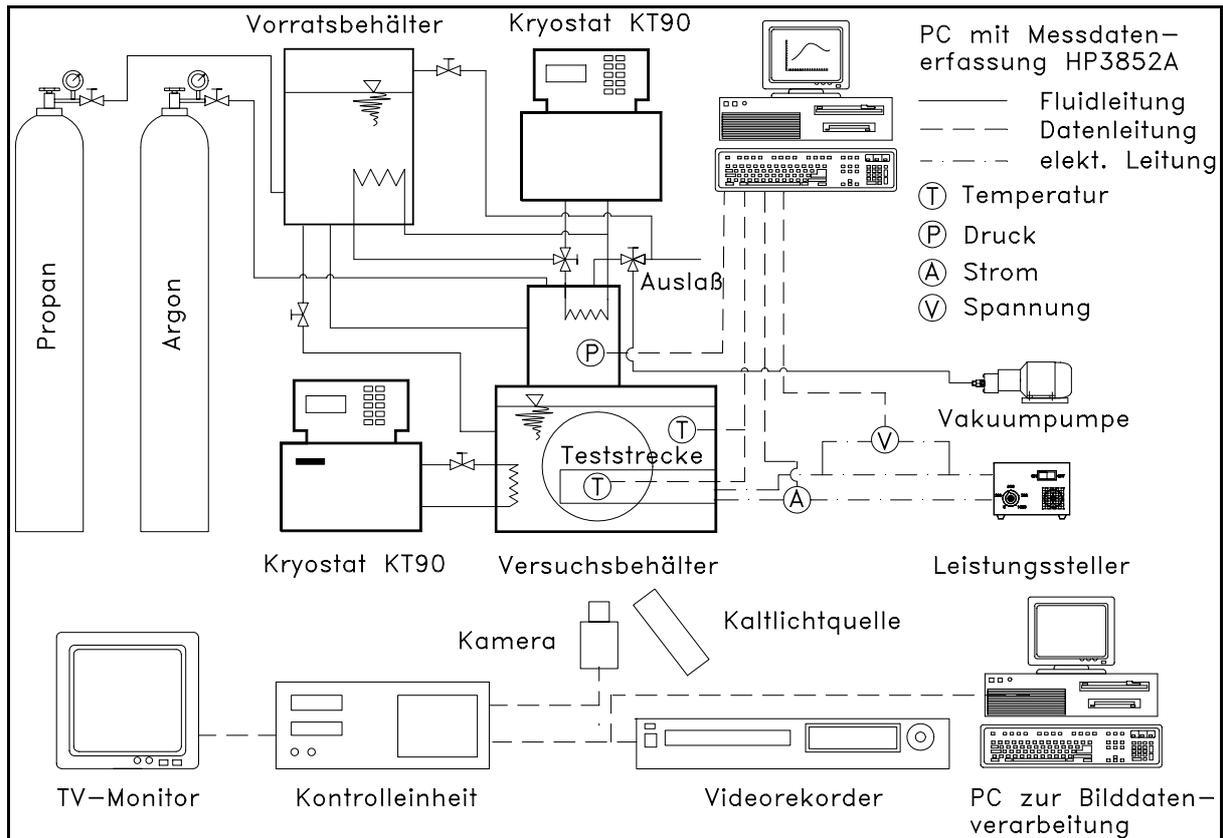


Abbildung 5.1 Schematische Darstellung des Versuchsstands

Zwei separate Druckkessel, der Versuchsbehälter und der Vorratsbehälter, bilden die wichtigsten Komponenten des Versuchsstands. Die einzelnen Behälter wurden in den IKE - Werkstätten hergestellt und durch die MPA Stuttgart einem Abdruckversuch unterzogen (Prüfungsbericht vom 27.07.1995, Staatliche Materialprüfungsanstalt, Universität Stuttgart).

Die Einstellung und Regelung der Temperatur bzw. des Druckes im Versuchsbehälter erfolgt durch das Beheizen und Kühlen des Wärmeträgers im Versuchsbehälter. Die Heizung bzw. Kühlung erfolgt über einen im Kondensator eingebauten Rippenrohrwärmeübertrager, sowie einen weiteren internen Wärmeübertrager im Fluidbereich. Die erforderliche Heiz/Kühlleistung wird von zwei Kryostaten bereitgestellt. Zur Aufnahme der Messwerte (Temperaturen, Drücke, Leistung) dient ein PC-gesteuertes Messdatenerfassungssystem HP 3852A der Firma Hewlett-Packard. Zur Visualisierung der Verdampfungsvorgänge wird ein Hochgeschwindigkeitsvideosystem Kodak Ektapro HS Motion Analyser 4540 eingesetzt. Eine Vakuumpumpe und das

Inertgas Argon sind Teil der umfassenden Sicherheitseinrichtungen, die für den Betrieb dieser Anlage notwendig sind. Einzelheiten sind in den folgenden Kapiteln beschrieben.

Abbildung 5.2 zeigt die beiden Hauptkomponenten Versuchsbehälter und Vorratsbehälter, welche zur Übertragung des Arbeitsmediums von einem Behälter in den anderen durch flexible Hochdruckschläuche (Fa. Steinebronn, Stuttgart) verbunden sind.

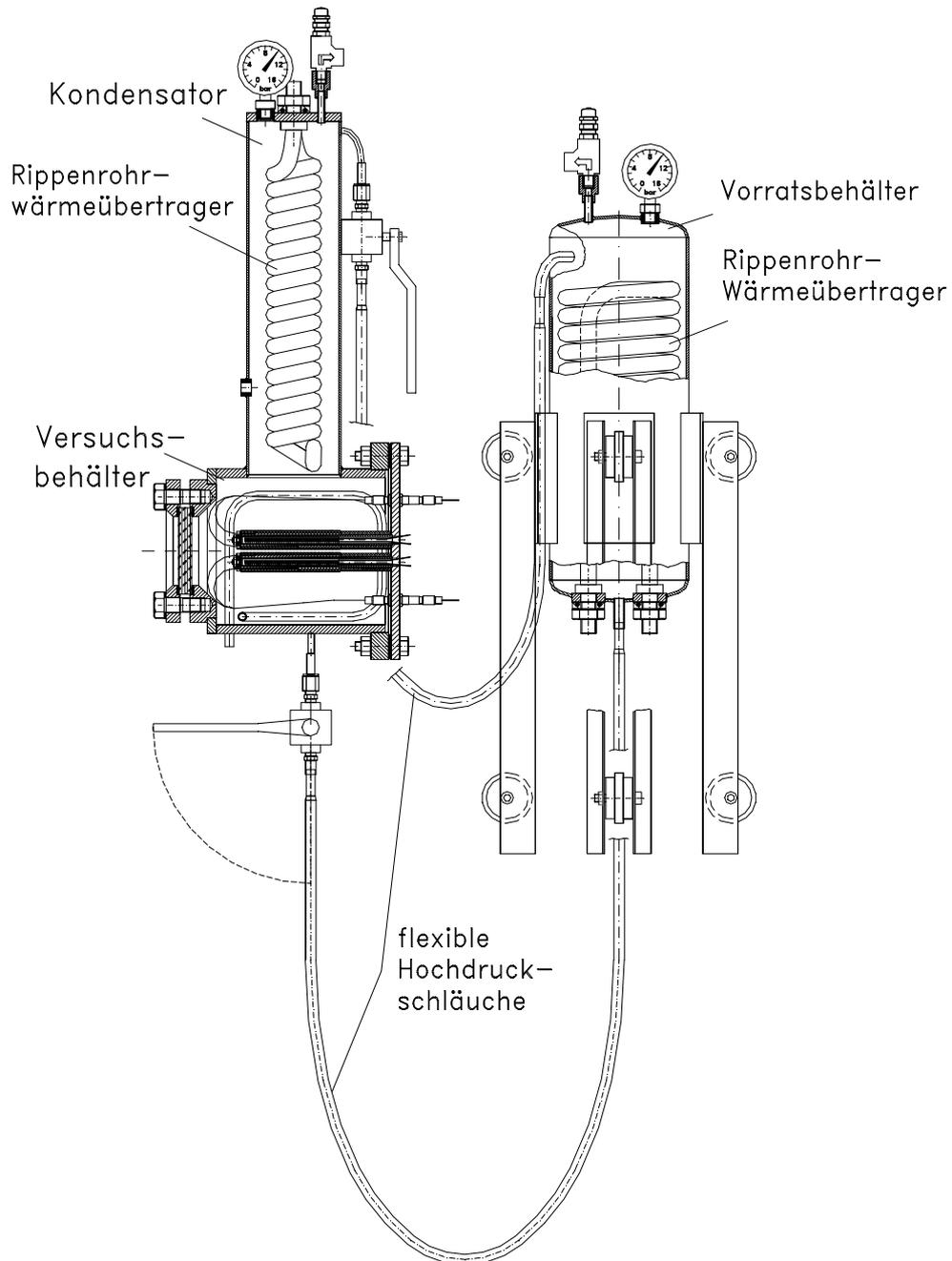


Abbildung 5.2 Versuchs- und Vorratsbehälter

5.1.1 Versuchsbehälter

Der quaderförmige Versuchsbehälter (Abb. 5.3) besteht aus Edelstahl und hat die Abmessungen 190 mm x 195 mm x 193 mm. Der rechteckige Querschnitt des Versuchsbehälters wurde aufgrund der großen Anzahl der benötigten Anschlüsse gewählt, welche an einem rohrförmigen Bauteil vergleichbarer Größe nicht anzubringen gewesen wären.

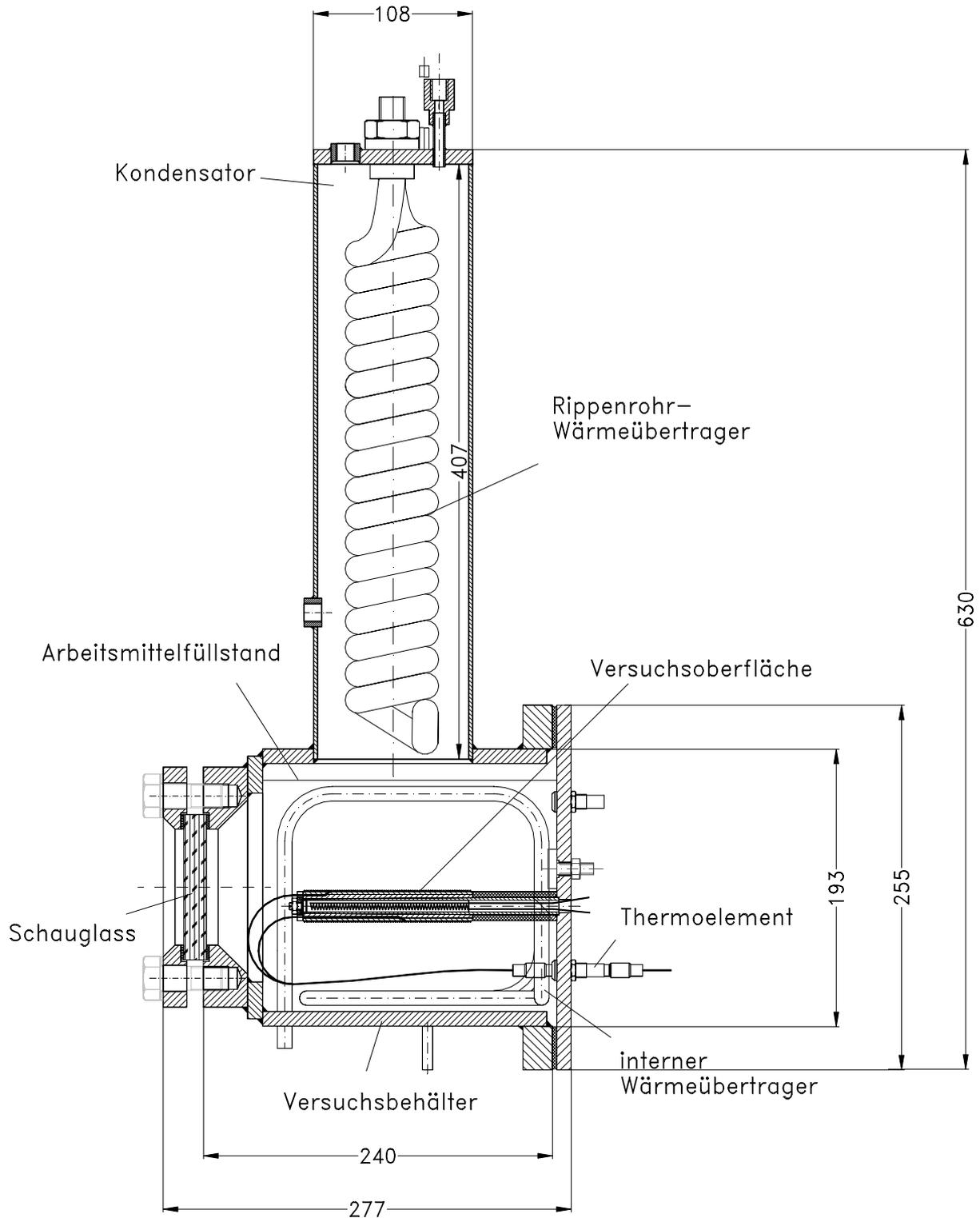


Abbildung 5.3 Versuchsbehälter

Auf einem lösbaren Edelstahlflansch sind, je nach Versuchsanordnung, ein oder mehrere konische Edelstahlrohre angeschweißt, mit geschlossenen Enden zur Innenseite und offenen Enden zur Außenseite des Versuchsbehälters, welche als Halterungen für die Versuchsrohre dienen. Bohrungen durch den Flansch erlauben das Einsetzen der Heizelemente in diese Edelstahlrohre von außerhalb des Versuchsbehälters, wodurch ein direkter Kontakt zwischen Heizelement und Fluid verhindert wird. Weiterhin befinden sich im Flansch Durchführungen (Fa. Lemos, München; Vakuumdosen) zum Anschluss der Thermolemente innerhalb des Versuchsbehälters, bzw. der Thermolement-Ausgleichsleitungen außerhalb des Versuchsbehälters. Das Dichtelement zwischen Flansch und Versuchsbehälter besteht aus einer Flachdichtung aus Centellen (Fa. Hecker Werke GmbH + Co. KG, Weil im Schönbuch). Die Befestigung des Flansches am Versuchsbehälter erfolgt über 16 Edelstahlschrauben M10-8.8.

Die Versuchsrohre sind horizontal im Versuchbehälter eingebaut und nach dem Befüllen des Behälters mit dem Arbeitsmittel vom Wärmeträger überflutet (Füllstandshöhe ca. 100 mm über der Oberkante der Versuchsrohre). Die Leistungszufuhr erfolgt über ein rohrförmiges Heizelement pro Teststrecke (Fa. Watlow, Kronau, Firerod Ø 8 mm, max. Heizleistung 965 W).

Der an den Versuchsrohren verdampfte Wärmeträger strömt in den obenliegenden Kondensator, in welchen ein Rippenrohrwärmeübertrager eingebaut ist (Fa. Wieland-Werke AG, Ulm, Baureihe WRK 4) und wird dort wieder verflüssigt. Die notwendige Kühlleistung wird von einem Kryostaten (Fa. Haake, Karlsruhe, KT90W) zur Verfügung gestellt. Der Kondensator ist als zylindrischer Druckbehälter mit ebenem Boden an der Oberseite ausgeführt und auf den Versuchsbehälter aufgeschweißt. Der am Rippenrohr kondensierende Dampf fließt unter Schwerkrafteinfluss in den Versuchsbehälter zurück, wobei ein unter dem Kondensator angebrachtes Umlenblech das Kondensat in Richtung des Flansches leitet, um eine Störung des Verdampfungsvorgangs an den Versuchsrohren durch in den Versuchsbehälter tropfendes Kondensat zu vermeiden. Ein am Kondensatorgehäuse angebrachter piezoelektrischer Drucksensor (Fa. Keller, Schweiz, Messbereich 0 - 20 MPa, Messgenauigkeit ± 0.1 % v.E. (200 hPa)) dient zur Messung des Druckes im Versuchsbehälter.

Ein interner Wärmeübertrager wird zur Unterstützung bei der Einstellung der Betriebstemperatur vor den Versuchen und beim Befüllen oder Entleeren des Versuchsbehälters verwendet, bei der Versuchsdurchführung ist er nicht in Betrieb, da sonst die Gefahr einer ungleichmäßigen Temperaturverteilung im Versuchsbehälter bestehen würde. Dieser Wärmeübertrager ist an einen zweiten Kryostaten (Fa. Haake, Karlsruhe, KT90) angeschlossen.

5.1.2 Vorratsbehälter

Der Vorratsbehälter dient zur Aufbewahrung des Arbeitsmittels in dem Zeitraum, in dem keine Experimente durchgeführt werden. Weiterhin erfolgt die Befüllung der Versuchsanlage mit dem Arbeitsmittel vom Transportbehälter, im Allgemeinen einer Druckgasflasche, in den Vorratsbehälter.

Der Vorratsbehälter besteht aus einem mit Rohrkappen verschlossenen Edelstahlrohr ($d_a = 158$ mm), in das ein Rippenrohr-Wärmeübertrager (Fa. Wieland-Werke AG, Ulm, Baureihe WRK 9) eingebaut ist. Am Vorratsbehälter sind weiterhin ein Manometer, ein Sicherheitsventil und eine Füllstandsanzeige (Fa. Mohren, Aachen) angebracht. Um das Umfüllen des Arbeitsmittels vom Vorratsbehälter in den Versuchsbehälter, oder umgekehrt, zu unterstützen, ist es möglich, den Versuchbehälter zu heben oder zu senken. Dazu ist der Behälter an einer Seilwinde befestigt und wird zwischen vier Profilstangen auf Rollen geführt (siehe Abb. 5.2).

5.2 Versuchsrohre

Die Teststrecke (Abb. 5.4) ist modular aufgebaut und besteht aus mehreren Einzelbauteilen; einem Innenrohr (Abb. 5.5) aus Kupfer mit einer konischen Innenbohrung und 4 Nuten auf der Außenoberfläche zur Führung der Thermoelemente, einem Außenrohr mit der Versuchsoberfläche und 4 Thermoelementen Typ K (NiCr-Ni).

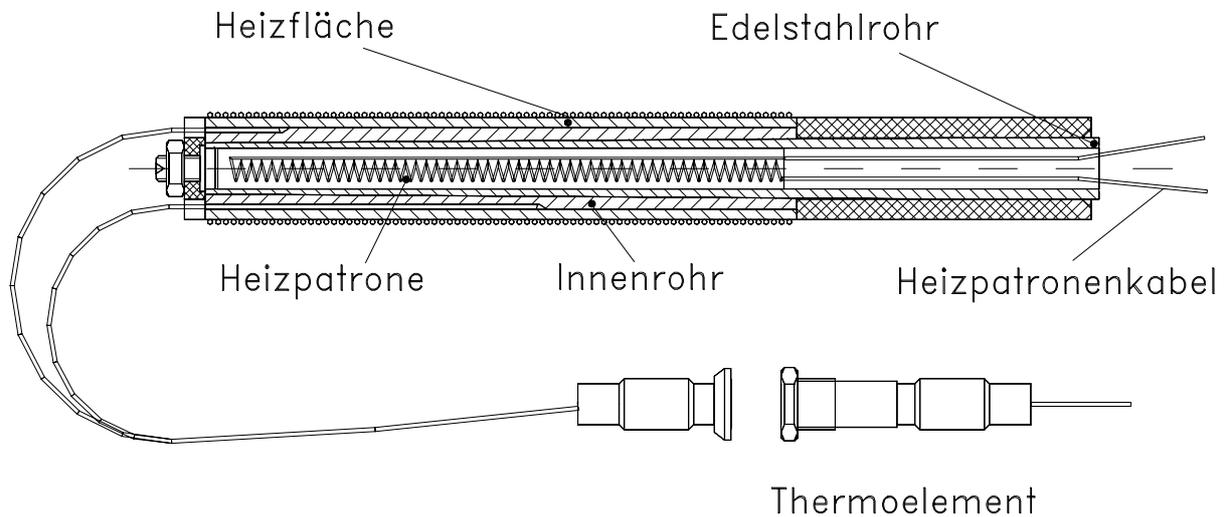


Abbildung 5.4 Aufbau der Teststrecken

Die konische Bohrung des Innenrohres entspricht dem Außenkonus des am Flansch angebrachten Edelstahlrohres und dient zur besseren Handhabung der Teststrecke bei der Montage. Das Innenrohr wird unter Verwendung von flüssigem Stickstoff in das Außenrohr eingeschrumpft, um einen guten Kontakt und damit einen guten Wärmeübergang zwischen den beiden Bauteilen zu gewährleisten. Die Thermoelemente werden in die über den Umfang verteilten Nuten zwischen Innen- und Außenrohr eingelötet. Durch die unterschiedlichen Nutenlängen erhält man eine günstige Verteilung der vier Thermoelemente über die zu untersuchende Oberfläche.

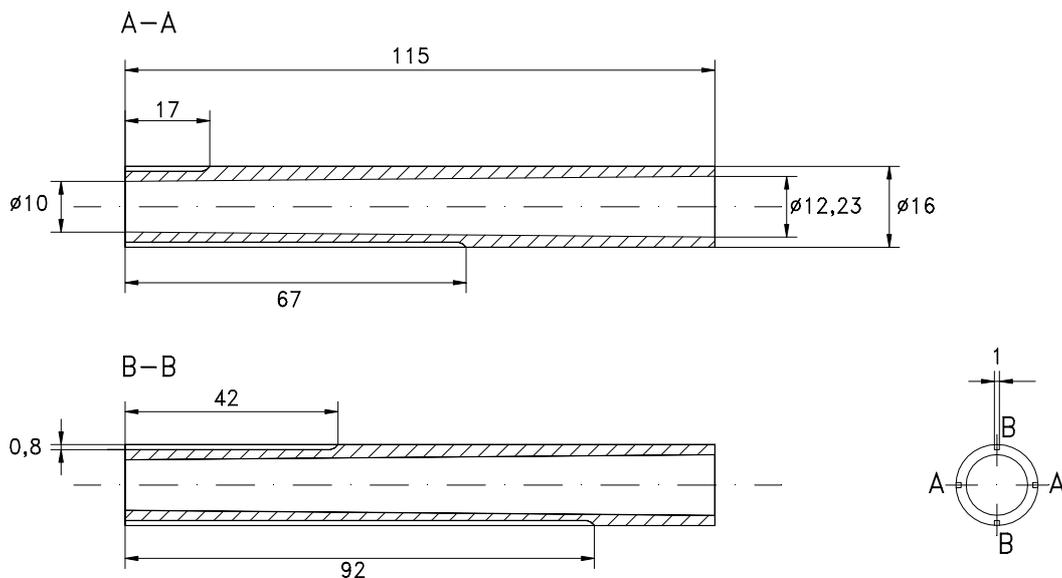


Abbildung 5.5 Innenrohr

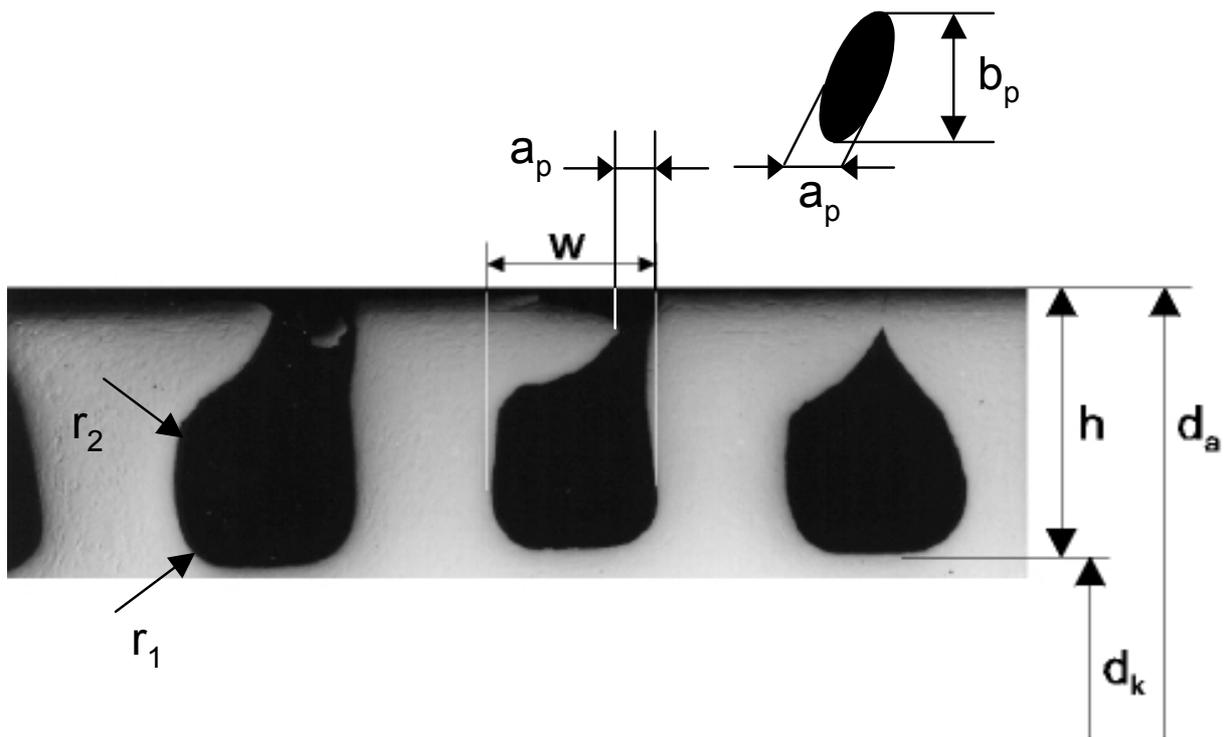
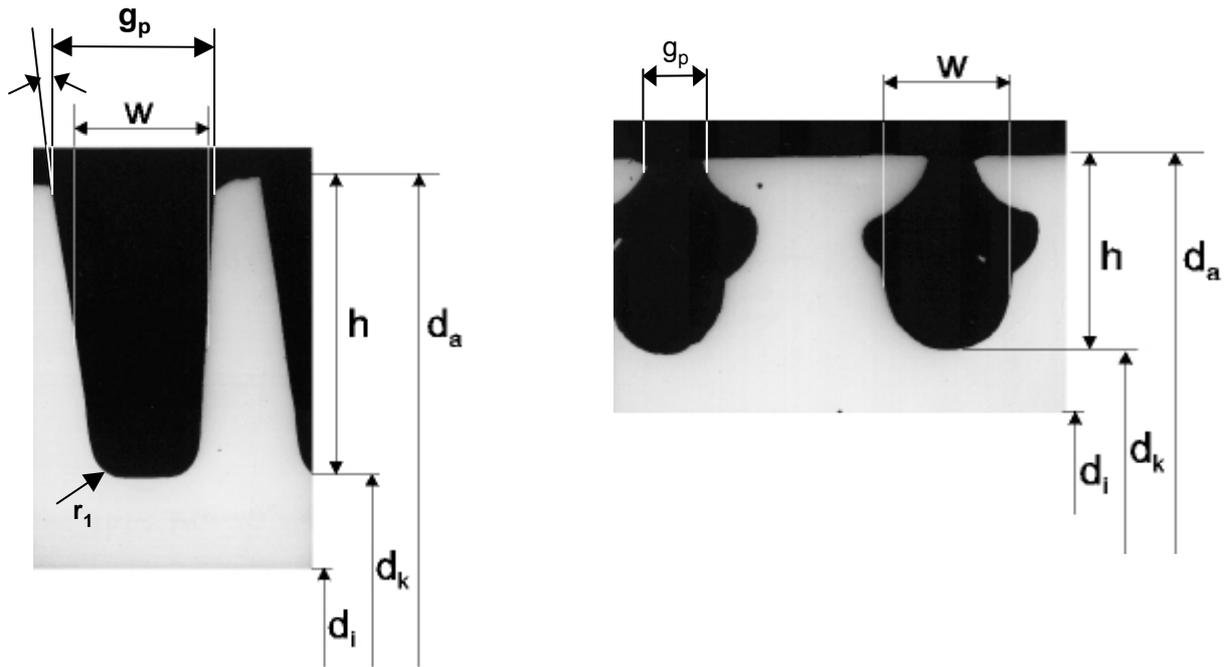
Im Rahmen dieser Arbeit wurden 15 verschiedene Versuchsrohre untersucht:

- C je 1 Glattrohr aus den Materialien Kupfer, Kupfer-Nickel, Edelstahl und St35.8,
- C je 1 Rippenrohr GEWA-K und GEWA-T aus Kupfer-Nickel,
- C 5 Rohre mit hinterschnittenen Oberflächen (TO1 - TO5) aus Kupfer-Nickel,
- C 4 Rohre mit hinterschnittenen Oberflächen (TO6 - TO9) aus St35.8.

In den Tabellen 5.1 und 5.2 sind die geometrischen Daten bzw. die Stoffeigenschaften der untersuchten Rohre angegeben. Für hinterschnittene Strukturen variieren die Porendurchmesser a_p und b_p (Abb. 5.6) sehr stark. Die Poren variieren von kreisrund bis schlitzförmig, wobei äquivalente Durchmesser für kreisrunde Poren zwischen 0.02 mm und 0.5 mm variieren. Die Abbildung 5.6 zeigt Schnitte der GEWA-K - und GEWA-T - Oberflächen, sowie einer hinterschnittener Oberfläche. Im **Anhang B** sind vermaßte Fotos und Längsschnitte sämtlicher strukturierter Rohre angegeben.

Tabelle 5.1 Geometrien der untersuchten Rohre

Bezeichnung	Material	d_a [mm]	d_i [mm]	d_k [mm]	h [mm]	w [mm]
Glattrohre	Cu	20.00	16.00	-	-	-
	CuNi	18.80	16.00	-	-	-
	Edelstahl	20.20	16.00	-	-	-
	St35.8	18.97	16.00	-	-	-
GEWA-K	CuNi	19.14	16.00	17.34	0.90	0.43
GEWA-T		18.90	16.00	17.00	0.95	1.35
TO1		19.08	16.00	17.84	0.62	0.4
TO2		19.14	16.00	17.9	0.62	0.4
TO3		19.04	16.00	17.64	0.7	0.4
TO4		19.00	16.00	17.72	0.64	0.4
TO5		18.82	16.00	17.62	0.6	0.36
TO6	St35.8	19.22	16.00	17.9	0.69	0.3
TO7		19.14	16.00	17.72	0.69	0.3
TO8		19.16	16.00	17.74	0.69	0.27
TO9		19.17	16.00	17.74	0.71	0.28



(a)

(b)

(c)

Abbildung 5.6 Schnitte von GEWA-K- (a), GEWA-T- (b) Rohren und einem Rohr mit hinter-schnittene Oberfläche (c)

Tabelle 5.2 Stoffdaten der verwendeten Rohrmaterialien

Material	λ [W/mK]	c_p [J/kgK]	ρ [kg/m ³]	$b = (\lambda \rho c_p)^{0.5}$ [W s ^{0.5} /m ² K]	R_a (μm)
Kupfer (99.98%)	360 ¹	390 ²	8835 ³	35220	0.45 ³
Kupfer-Nickel 90/10	50 ¹	380 ²	8479 ³	12693	0.35 ¹
Edelstahl 1.4301	14.3 ⁴	500 ⁵	7871 ³	7502	0.48 ¹
Kohlenstoffstahl St35.8	57 ¹	460 ²	7783 ³	14285	1.09 ¹

¹ Herstellerangaben

² Touloukian et al., 1970

³ aus Messwerten ermittelt

⁴ Landolt-Börnstein, 1991

⁵ DIN 17440,1985

Die hier angegebenen Werte der Wärmeleitfähigkeit und der spezifischen Wärmekapazität werden im Bereich der untersuchten Sättigungstemperaturen als temperaturunabhängig angenommen. Die Dichte wurde anhand des berechneten Volumens und des gemessenen Gewichts der einzelnen Rohre bestimmt. Die ermittelten Werte stimmen gut mit Angaben aus Stoffdatensammlungen, zum Beispiel Landolt-Börnstein (1991), überein.

5.3 Messdatenerfassung

Eine computergesteuerte Messdatenerfassung vom Typ HP 3852A (Hewlett-Packard GmbH, Böblingen, Messgenauigkeit $\pm 8 \cdot 10^{-3}$ % v.M. $\pm 8 \mu\text{V}$) wird für die Aufnahme der Messwerte eingesetzt. Die Programmierung der Messdatenerfassung erfolgte mit der Software HP-VEE V4.0 (Hewlett-Packard GmbH, Böblingen).

Insgesamt werden Daten von 7 Temperaturmessstellen, 1 Druckmessstelle, sowie jeweils einer Messstelle zur Spannungs- bzw. Strommessung aufgenommen. Während der Durchführung der Versuche werden diese Werte kontinuierlich erfasst und können zur Überwachung am Computermonitor angezeigt werden.

5.3.1 Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung werden NiCr-Ni (Typ K) Mantelthermoelemente (Fa. Phillips, Hamburg, Thermolemente Klasse 2, DIN 584) mit einem Manteldurchmesser von 0.5 mm verwendet. Die durchschnittliche Thermospannung für Typ K beträgt $41 \mu\text{V/K}$ und die Temperatur-Spannungs-Charakteristik verläuft innerhalb des relevanten Temperaturbereichs nahezu linear. Die Temperaturen innerhalb des Versuchsbehälters werden mit zwei Thermolementen im Arbeitsmittel, sowie einem Thermolement im Dampfraum ermittelt. Die Temperaturen an der Versuchsoberfläche werden durch 4 axial und über den Umfang der Rohroberfläche verteilte Thermolemente bestimmt (Abb. 5.5).

5.3.2 Druckmessung

Die Druckmessung im Versuchsbehälter erfolgt mit einem piezoresistiven Absolutdruckaufnehmer PAA-11-20 der Klasse 0.1 (Fa. Keller, Schweiz, Messbereich 0 - 20 MPa, Messgenauigkeit ± 0.1 % v.E. (200 hPa)). Der Druckaufnehmer ist an ein Druckanzeigemessgerät DMP80/1

(Fa. Keller, Schweiz) angeschlossen, welches den Messwert in ein Voltsignal (0 - 10 V) wandelt und an die Messdatenerfassung weiterleitet.

Dieser gemessene Druck wird hauptsächlich zur Überprüfung des Sättigungszustands im Versuchsbehälter während der Versuche eingesetzt. Weitere am Versuchs- und Vorratsbehälter angebrachte analoge Manometer dienen zur ständigen visuellen Überwachung der Drücke in den Behältern, auch wenn keine Versuche durchgeführt werden.

5.3.3 Leistungsmessung

Zur Beheizung der Teststrecke werden Widerstands-Heizpatronen (Fa. Watlow, Kronau, Firerod Ø 8 mm, max. Heizleistung 965 W) verwendet, welche über einen schrittmotorgesteuerten Wechselspannungstransformator (0 - 220 V) (IKE, Universität Stuttgart) angesteuert werden.

Die Messung der eingebrachten Heizleistung erfolgt über zwei 4 1/2 stellige Digital-Multimeter (M-4660A, Fa. Conrad, Hirschau, Messgenauigkeit $\pm 0.5\% + 10$ dgts für Wechselspannungsmessung und $\pm 1.2\% + 15$ dgts für Wechselstrommessung). Die Messgeräte bestimmen die elektrische Spannung bzw. den elektrischen Strom direkt in der Zuleitung zur Widerstands-Heizpatrone und übertragen die Werte an die Messdatenerfassung. Das Messdatenerfassungsprogramm ermittelt daraus die von dem Heizelement abgegebene Leistung und, anhand der Wärmeübertragungsoberflächen der Wärmeübertragerelemente, die in der Teststrecke anliegende Wärmestromdichte.

5.4 Arbeitsmittel

Es wurden die Kohlenwasserstoffe Propan und n-Pentan bei Sättigungstemperaturen im Bereich von 253 K bis 293 K als Arbeitsmittel verwendet. Nicht alle Versuche wurden bei allen Temperaturen durchgeführt, eine genaue Auflistung der durchgeführten Experimente und ihrer Versuchbedingungen ist in Kapitel 6 dargestellt.

Die Stoffdaten der beiden Wärmeträger bei den jeweiligen Sättigungsbedingungen sind in den Tabellen 5.3 und 5.4 aufgelistet.

Tabelle 5.3 Stoffwerte von Propan

T [K]	p [MPa]	ρ_f [kg/m ³]	ρ_g [kg/m ³]	λ_f [W/mK]	λ_g 10 ⁻¹ [W/mK]	Δh_{fg} [kJ/kg]
253	0.244	554.9	5.508	0.1183	0.1429	400.5
263	0.345	542.2	7.639	0.1123	0.1527	388
273	0.474	529.0	10.36	0.1064	0.1630	374.5
283	0.636	515.0	13.8	0.1007	0.1739	359.8
293	0.836	500.3	18.1	0.9494 10 ⁻¹	0.1855	343.9

Tabelle 5.4 Stoffwerte von n-Pentan

T [K]	p [kPa]	ρ_f [kg/m ³]	ρ_g [kg/m ³]	λ_f [W/mK]	λ_g 10 ⁻¹ [W/mK]	Δh_{fg} [kJ/kg]
253	9.02	663.9	0.3119	0.1305	0.1167	399.0
263	15.19	654.6	0.5071	0.1264	0.1246	391.8
273	24.45	645.3	0.7903	0.1225	0.1330	384.5
283	37.84	635.7	1.187	0.1185	0.1420	377.1
293	56.56	626.0	1.727	0.1147	0.1521	369.5

5.5 Sicherheitseinrichtungen

Werden in einer Anlage Flüssiggase (DIN 51622 Ausgabe 11.73) verwendet, z.B. Propan, müssen beim Bau und im Betrieb eine Reihe von Richtlinien beachtet werden.

Die im Rahmen dieser Arbeit aufgebaute Anlage ist laut Definition als Verdampfer eingestuft. Dementsprechend sind die UVV "Verwendung von Flüssiggas" (VBG 21, 1993), UVV Gase (VBG 61) und DIN 30696 Ausgabe 9.75 "Verdampfer für Flüssiggas" zu berücksichtigen. Weitere Richtlinien sind die Verordnung über Druckbehälter, Druckgasbehälter und Füllanlagen (Druckbehälterverordnung - DruckbehV) (ZH 1/400) mit Technischen Regeln Druckbehälter (TRB) und Technischen Regeln Druckgase (TRG). Insbesondere die Technischen Regeln Druckgase TRG 102 "Druckgase, Gasmischungen" und TRG 280 "Allgemeine Anforderungen an Druckgasbehälter, Betreiben von Druckgasbehältern" müssen hier beachtet werden. Da die Beheizung der Wärmeübertrageroberfläche elektrisch erfolgt, kommen weiterhin die VDE-Bestimmung 0171, Ausgabe 2.61, "Vorschriften für explosionsgeschützte elektrische Betriebsmittel", Abschnitt III, IV, VI-X, sowie die Explosionsschutz-Richtlinien, Ausgabe 8.76 zur Anwendung. Die Ausstattung des Laborraumes und der Einsatz externer Sicherheitseinrichtungen ist durch die Arbeitsstättenverordnung - ArbStättV mit Arbeitsstättenrichtlinien, insbesondere durch ASR5 "Lüftung" und die UVV Gase (VBG 61) vorgegeben.

Diese Sicherheitsanforderungen an die Versuchsanlage wurden bei der Auslegung und beim Aufbau berücksichtigt. Sicherheitsrelevante Komponenten, wie Sicherheitsventile, Manometer, Inhaltsanzeiger und Absperrrichtungen wurden wie vorgeschrieben an den Druckbehältern angebracht. Um die Entstehung eines explosionsfähigen Gemisches im Arbeitsbereich zu verhindern wurde eine im Dauerbetrieb arbeitende technische Lüftung eingebaut. Zur Überwachung der Kohlenwasserstoffkonzentration in der Raumluft dienen zwei an eine Gaswarnanlage (Fa. Drägerwerk AG Sicherheitstechnik, Stuttgart) angeschlossene Gaswarnsensoren. Bei Erreichen von vorgegebenen Grenzwerten (30% / 60% UEG) werden verschiedene Alarmstufen ausgelöst und notfalls die gesamte Laborelektrik, mit Ausnahme der Raumbelüftung abgeschaltet.

5.6 Visualisierungstechniken

Zur Visualisierung der Verdampfungsvorgänge und der Zweiphasenströmung von den Wärmeübertrageroberflächen wurden verschiedene Techniken eingesetzt. Zuerst wurden Aufnahmen mit einem Fotoapparat Nikon F3 (Nikon GmbH, Deutschland) und einem Blitzlicht gemacht. Mit dieser Aufnahmetechnik sind die dynamischen Vorgänge bei der Verdampfung allerdings nicht

aufzeigbar, so dass in einer späteren Phase der Arbeit ein Hochgeschwindigkeitsvideosystem (Kodak Ektapro HS Motion Analyser, Modell 4540, Kodak Electronic Vision Systems, USA) zum Einsatz kam.

Das Hochgeschwindigkeitsvideosystem besteht aus einer CCD-Kamera (8 bit, 256 x 256 Bildpunkte), der Prozessoreinheit mit integrierten Speichermodulen (64 Mbyte RAM installiert) und der Steuereinheit. Die Aufnahmen können über die Prozessoreinheit auf einem Monitor dargestellt, bzw. mit einem Videorecorder aufgenommen werden.

Dieses System ist in der Lage, Aufnahmen mit bis zu 4500 Vollbildern (Auflösung 256 x 256 Bildpunkte) pro Sekunde oder mit bis zu 40500 Teilbildern bei reduzierter Auflösung mit 64 x 64 Bildpunkte pro Sekunde zu machen. Für die im Rahmen dieser Arbeit beschriebenen Aufnahmen wurde meist eine Aufnahmegeschwindigkeit von 1125 Bilder/s gewählt, welche zur Darstellung der Verdampfungsvorgänge vollkommen ausreichend ist.

Bei Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ist die Beleuchtung maßgeblich für die Qualität der Ergebnisse. Zuerst eingesetzte starke Halogenlampen mit Leistungen bis zu 1.25 kW erzeugten zwar ausreichend Licht, strahlten aber auch sehr viel Wärme ab, wodurch die Versuchsbedingungen während der Experimente beeinflusst wurden. Daraufhin wurde eine Kaltlichtquelle (Classen & Co. GmbH, Hamburg) mit einem Glasfaserlichtleiter verwendet.

Die Glasfaserlichtleiter mit rundem Querschnitt erzeugten eine diffuse Innenausleuchtung des gesamten Versuchsbehälters, so dass es nicht möglich war, einzelne Ebenen und die in ihnen enthaltenen Blasen zu detektieren. Dies führt aufgrund der geringen Tiefenschärfe zu Aufnahmen mit unterschiedlich gut abgebildeten Blasen, was sich bei der Auswertung der Aufnahmen als problematisch erwies. Als Konsequenz wurde ein linienförmig aufgebauter Glasfaserlichtleiter VLP Lightline 100 mit einer VLP-Zylinderlinse 100 (Stemmer Imaging GmbH, Puchheim) an die oben erwähnte Kaltlichtquelle angepasst. Mit dieser Konfiguration ist es möglich, ein ca. 9 mm breites Lichtband zu erzeugen, welches nur die in diesem Bereich vorkommenden Blasen beleuchtet. Die Veränderung der Fokussierung des Lichtbands ist mit der Zylinderlinse möglich, welche in der Lage ist, das Licht in nur einer Raumkoordinate aufzuweiten. Die Kamera ist auf einem am Versuchsstand befestigten Stativ angebracht und kann damit genau eingerichtet und fixiert werden. Um Aufnahmen von der Breitseite und der Stirnseite der Verdampferoberfläche machen zu können, ist es möglich, das Stativ an der jeweils benötigten Position zu befestigen (Abb. 5.7).

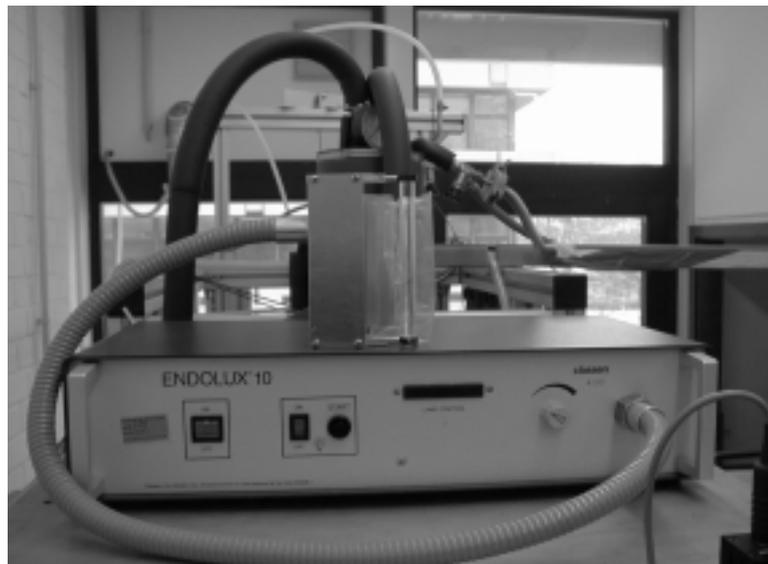
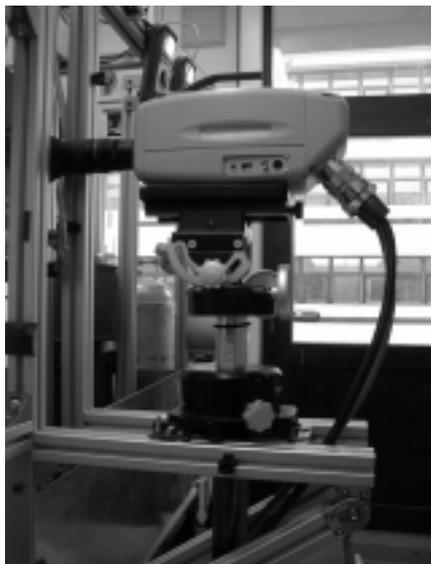


Abbildung 5.7 Hochgeschwindigkeitsvideokamera und Kaltlichtquelle mit linienförmigem Glasfaserlichtleiter

Die auf Videobändern vorliegenden Aufnahmen wurden mittels einer AV-Master-Videokarte (Fast Multimedia AG, München) digitalisiert und als Videoclips (AVI - Format, Cinepak Codec - Kompression) auf CD's abgespeichert.

Die Auswertung der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen erfolgte mit einer am IKE erstellten Software IKEDBV (siehe Kapitel 5.8.2). Unter anderem können mit dieser Software der Blasenabreissdurchmesser und die Blasenfrequenz bestimmt werden, welche Bestandteil fast jeder empirischen Korrelation zur Beschreibung der Wärmeübertragung von einer Heizfläche sind.

5.7 Versuchsdurchführung

5.7.1 Vorbereitung der Teststrecke

Vor jedem Versuch wird die zusammengebaute Teststrecke (Außenrohr mit Versuchsoberfläche, Innenrohr, Thermoelemente) chemisch gereinigt. Dazu wird die Oberfläche mit Aceton entfettet und in ein Wasserbad mit einem Zusatz von 15% Schwefelsäure eingelegt. Danach wird in einem weiteren Bad aus Natriumdichromat die an der Oberfläche anhaftende Säure wieder neutralisiert. Schließlich wird die Teststrecke mit Wasser abgespült und mit heißer Luft getrocknet.

5.7.2 Kalibrierung der Thermoelemente

Als nächster Schritt werden alle beim Versuch eingesetzten Thermoelemente kalibriert. Die Thermoelemente zur Bestimmung der Rohrtemperaturen werden im eingebauten Zustand kalibriert, um eine Beeinflussung ihrer Messgenauigkeit durch ein späteres Einlöten in das Versuchsrohr zu vermeiden. Zur Kalibrierung werden die Teststrecke und die Fluid-Thermoelemente in ein Flüssigkeitsbad eingebracht. Als Referenztemperaturmessstelle wird ein Präzisions-Temperaturmessgerät (Fa. Burster, Gernsbach; KELVIMAT®, Typ 4321, Messbereich $-200^{\circ}\text{C} \div 630^{\circ}\text{C}$) mit einem standardisierten Platin-Widerstandsthermometer PT100 verwendet. Das Gerät arbeitet mit einer Grundgenauigkeit von $\pm 0.025\text{ K}$ und einer Auflösung von $\pm 0.01\text{ K}$ bzw. $\pm 0.001\text{ K}$, je nach eingestelltem Messbereich.

Zur Kalibrierung der Thermoelemente wird die Temperatur in dem Flüssigkeitsbad in 5 K-Schritten von 243 K bis 313 K eingestellt. Nach einer angemessenen Wartezeit werden die Messwerte der Thermoelemente und des Kelvimat aufgenommen und in einem Datenfile abgespeichert. Da dieselben Komponenten wie bei der Durchführung der Experimente eingesetzt werden, wird die gesamte Messstrecke vom Thermoelement bis zur Datenspeicherung durch das Messdatenerfassungsprogramm bei der Kalibrierung berücksichtigt. Die erhaltenen Messdaten werden graphisch dargestellt und durch Polynome 3. Grades nach der Methode des kleinsten Fehlerquadrats an die Referenzwerte angeglichen.

Tabelle 5.5 Parameter des Ausgleichpolynoms

a_0	a_1	a_2	a_3
-29.1522	1.2675	-0.000811	8.349834E-007

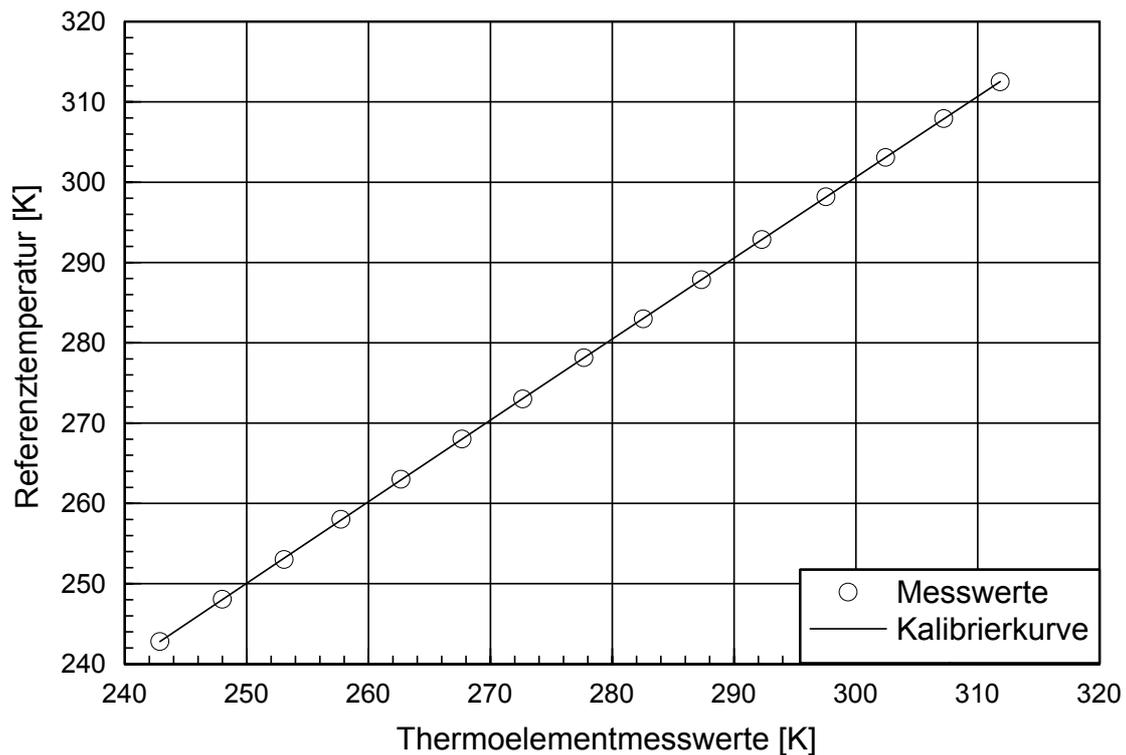


Abbildung 5.8 Graphische Darstellung einer Ausgleichskurve nach der Kalibrierung

Tabelle 5.6 Thermoelementwerte vor und nach der Kalibrierung (in Kelvin)

TE - Meßwert	Referenzwert	Ausgleichswert	Differenz
242.871	242.790	242.780	0.00968
248.007	248.054	248.018	0.03504
253.080	253.011	253.183	-0.17334
257.732	258.011	257.911	0.09812
262.668	263.011	262.920	0.09087
267.683	268.007	268.001	0.00601
272.667	272.994	273.047	-0.05365
277.689	278.137	278.118	0.01857
282.561	282.981	283.036	-0.05538
287.337	287.837	287.852	-0.01601
292.297	292.853	292.849	0.00321
297.548	298.167	298.135	0.03100
302.454	303.074	303.071	0.00295
307.220	307.904	307.863	0.03987
311.855	312.485	312.521	-0.03698

Die in Tabelle 5.5 dargestellten Parameter des Polynoms a_0 bis a_3 werden zum Ausgleich der Thermoelementtemperaturen in das Messprogramm eingegeben. Zur Überprüfung des Kalibriervorgangs werden die für das Experiment relevanten Temperaturen noch einmal angefahren und die Abweichungen der Messwerte der Oberflächen- und Fluidthermoelemente vom Referenzwert untersucht. Liegt die Differenz zur Referenztemperatur unter 0.3 K, gilt die Kalibrierung als erfolgreich.

Abbildung 5.8 und Tabelle 5.6 zeigen die ursprünglichen und die angeglichenen Werte eines Thermoelementes vor bzw. nach der Kalibrierung.

5.7.3 Vorbereitung des Versuchsbehälters

Bevor das Arbeitsmittel in den Versuchsbehälter eingebracht wird, wird dieser auf Dichtigkeit geprüft, was besonders bei den verwendeten gefährlichen Arbeitsmitteln notwendig ist. Dazu wird der Versuchsbehälter entweder mit gasförmigem Argon gefüllt und einem Druck von ca. 14.5 bar ausgesetzt oder der Versuchsbehälter wird evakuiert, je nachdem ob durch die Stoffeigenschaften des verwendeten Arbeitsmittels die Versuche mit Überdruck (Propan) oder Unterdruck (n-Pentan) durchgeführt werden. Der so vorbereitete Versuchsbehälter wird mindestens 12 Stunden lang im Zustand des Über- oder Unterdrucks belassen. Wenn keine eklatante Veränderung (ca. ± 0.05 MPa) des eingestellten Druckes nach dieser Wartezeit beobachtet werden kann, wird das Arbeitsmittel nach nochmaligem Evakuieren eingefüllt.

Nachdem das Arbeitsmittel vom Vorratsbehälter in den Versuchsbehälter umgefüllt wurde, wird mit Hilfe des internen Wärmeübertragers und des Kondensators die gewünschte Sättigungstemperatur im Fluid eingestellt und solange konstant gehalten, bis keine Schwankungen über die Messgenauigkeit hinaus mehr beobachtet werden können. Anhand der Werte des piezoelektrischen Druckmessers wird überprüft, ob der angezeigte Druck mit dem der Temperatur entsprechenden Sättigungsdruck übereinstimmt. Sind alle diese Bedingungen erfüllt, wird der Versuch gestartet.

5.7.4 Durchführung der Experimente

Um das Hystereseverhalten der einzelnen Oberflächen bei den Versuchen zu berücksichtigen, werden alle Versuche mit steigenden und fallenden Heizleistungen durchgeführt. Beginnend mit geringen Heizleistungen wird eine erste Wärmestromdichte von ca. 2 kW/m^2 eingestellt und so lange gehalten, bis im Rahmen der Messgenauigkeit keine Änderungen der aufgenommenen Temperaturdaten mehr registriert werden können. Dann wird die Messung gestartet und nach deren Abschluss die nächste Heizleistung eingestellt. Nach Erreichen der höchsten zu untersuchenden Wärmestromdichte (100 kW/m^2 - 140 kW/m^2) wird diese in den gleichen Schritten wieder reduziert. Ist der Ausgangswert der Wärmestromdichte wieder erreicht, wird der Versuch beendet und die nächste Sättigungstemperatur im Versuchsbehälter eingestellt.

Nachdem alle für eine Oberfläche vorgesehenen Versuche abgeschlossen sind, wird der Versuchsbehälter entleert. Vor dem Öffnen des Versuchsbehälters wird dieser gründlich mit gasförmigem Argon gespült, um Reste des Arbeitsmittels zu entfernen. Dann kann der Flansch entfernt und eine neue Teststrecke eingebaut werden.

5.8 Versuchsauswertung

5.8.1 Auswertung der Messergebnisse

Die Qualität einer Wärmeübertrageroberfläche wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten α beschrieben. Dieser Wert kann nicht direkt messtechnisch ermittelt werden, sondern wird unter Verwendung der aufgenommenen Messdaten vom Steuerprogramm errechnet.

Zur Darstellung der experimentellen Ergebnisse werden die Messdatenfiles in die Tabellenkalkulation einer Software zur Verarbeitung und Darstellung wissenschaftlicher Daten, Stanford Graphics®, eingeladen und die für die Auswertung relevanten Daten bestimmt, bzw. weitere notwendige Daten berechnet.

Die Wärmestromdichte q wird als Quotient der gemessenen elektrischen Leistung $Q = I \cdot U$ und der Rohroberfläche A ermittelt.

$$q = \frac{Q}{A} \quad (5.1)$$

Die Bestimmung der Leistung $Q = U \cdot I$ erfolgt durch die Messdatenerfassungssoftware anhand der in der Heizelementleitung gemessenen Spannung und Stromstärke. Als Oberfläche A wird bei strukturierten Rohren die Vergleichsoberfläche eines Glattrohrs mit demselben Außendurchmesser verwendet, bei Glattrohren selbstverständlich die direkt ermittelte Oberfläche.

Ausgehend von der Grenzschichttheorie von Prandtl (1904) definiert sich der Wärmeübergangskoeffizient α als Quotient aus der Wärmestromdichte und der Temperaturdifferenz innerhalb der Grenzschicht zwischen der Wandtemperatur T_w und der lokalen Fluidtemperatur T_F . Da die Messung der lokalen Fluidtemperatur technisch sehr aufwendig ist, wird die Sättigungstemperatur T_S bzw. die durch die Thermoelemente (zwei in der Flüssigkeit, eines im Dampf) ermittelte mittlere Temperatur des Fluids verwendet und dadurch ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient durch folgende Gleichung bestimmt.

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T} \quad (5.2)$$

mit

$$\text{mit } \Delta T = T_w \text{ \& } T_S \quad (5.3)$$

Die für die Berechnung der Wandüberhitzung ΔT notwendigen Temperaturen werden, wie in Kapitel 5.3.1 beschrieben, durch Thermoelemente ermittelt.

Die Temperaturen innerhalb des Versuchsbehälters werden von 3 Thermoelementen, die Temperaturen der Verdampferoberfläche von 4 Thermoelementen gemessen. Während jeder Messung werden 16 Einzelwerte pro Thermoelement, in einem zeitlichen Abstand von 2 Sekunden, aufgenommen und der arithmetische Mittelwerte aus den 16 Einzelmessungen berechnet. Aus den so erhaltenen Werten für die einzelnen Temperaturmessstellen wird jeweils die mittlere Wand- bzw. Fluidtemperatur bestimmt.

$$T_{w,s} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (T_{w,s})_j \quad (5.4)$$

Da die Temperaturmessstellen in den Teststrecken aus konstruktionsbedingten Gründen nicht direkt an der Oberfläche der Rohre angebracht sind (Durchmesser d_a), da sie sonst die zu untersuchenden Oberflächenstrukturen zerstören oder zumindest in ihrer Wirkungsweise beeinträchtigen würden, sondern auf dem Durchmesser d_i , muß die tatsächliche Wandtemperatur mit Hilfe der Gleichung für die radiale Wärmeleitung in einem Zylinder bestimmt werden.

$$T_w = T_i + \frac{Q \ln (d_a / d_i)}{2 \pi l \lambda} \quad (5.5)$$

Als Außendurchmesser d_a wird bei den strukturierten Rohren der Kerndurchmesser verwendet. Die aus den Messdaten ermittelten Werte werden in doppel-logarithmischen Diagrammen als Wärmeübergangskoeffizient α über der Wärmestromdichte q dargestellt. Bei der Darstellung der Versuchsergebnisse werden die Messwerte mit fallender Heizleistung verwendet, um den Einfluss der Hysterese zu vermeiden.

5.8.2 Auswertung der Visualisierungsergebnisse

Zur Visualisierung der Verdampfungsvorgänge an den Wärmeübertrageroberflächen wird ein Hochgeschwindigkeitsvideosystem (Fa. Kodak, USA, HS Motion Analyser Model 4540) eingesetzt. Die zu beobachtenden Vorgänge werden in der Regel mit 1125 Bilder/s bei einer Auflösung von 256 x 256 Bildpunkten pro Bild (Vollbildmodus) aufgenommen. Durch die Auswertung dieser Videoaufnahmen können Informationen bezüglich des Blasenwachstums, der Blasenablösung und der Blasenbewegung im Fluid bereitgestellt werden.

Die Abbildung 5.9 zeigt eine Aufnahme mit einem Großteil der Verdampferoberfläche (großes Beobachtungsfenster, ca. 36 mm x 36 mm), den entstandenen Dampfblasen und den eingeblendeten Aufnahmeparametern, sowie eine Aufnahme mit einem verringerten Aufnahmebereich (kleines Beobachtungsfenster) von ca. 5 mm x 5 mm.

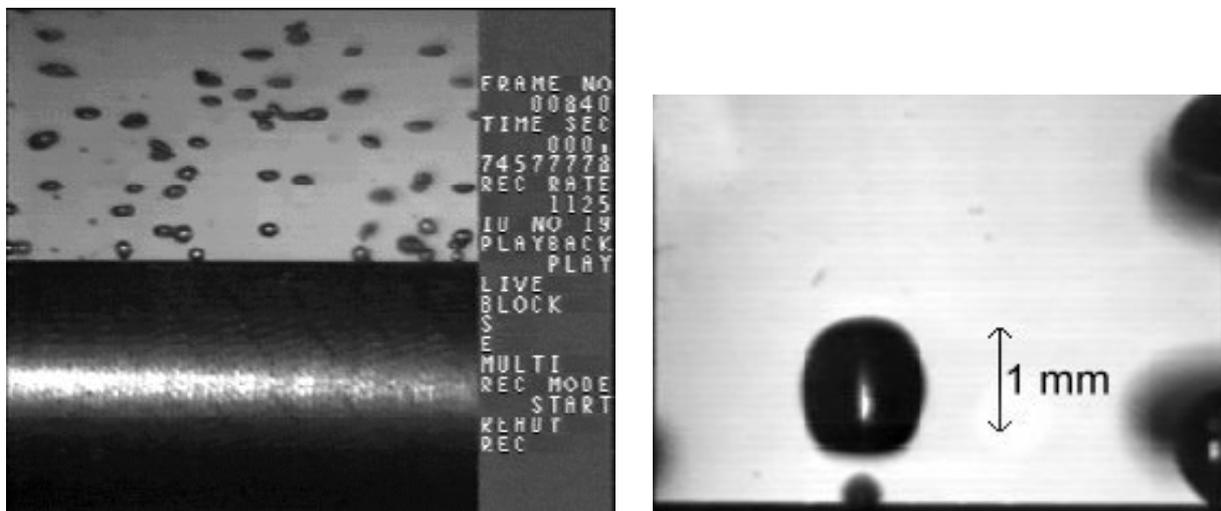


Abbildung 5.9 Hochgeschwindigkeitsaufnahmen mit verschiedenen Ausschnittsgrößen

Die Auswertung der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen erfolgt mit der am IKE entwickelten Software zur digitalen Bilddatenverarbeitung IKEDBV (Kulenovic et al., 2000a - 2000d). Mit dieser Software ist man in der Lage, nicht nur Einzelbilder, sondern ganze Videosequenzen automatisch auszuwerten. Dazu wird die relevante Videosequenz in den Speicher des Computers eingeladen und ein Ausschnitt aus dem Original als Auswertebereich definiert. Dieser

Auswertebereich wird Region of Interest (ROI) genannt. Eine gleichzeitige Auswertung des gesamten Bildbereichs der Videoaufnahmen ist aufgrund der eingeschränkten Leistungsfähigkeit des Computers (P3-450, 512 MB RAM) nicht möglich. Es werden daher nacheinander verschiedene Positionen auf der Verdampferoberfläche ausgewählt und untersucht.

In Abbildung 5.10 sind drei aufeinanderfolgende Bilder einer Videosequenz mit den für die Auswertung ausgewählten Bereichen dargestellt. Die Bereiche können so eingestellt werden, dass sie die Beobachtung einzelner oder mehrerer Blasen erlauben.

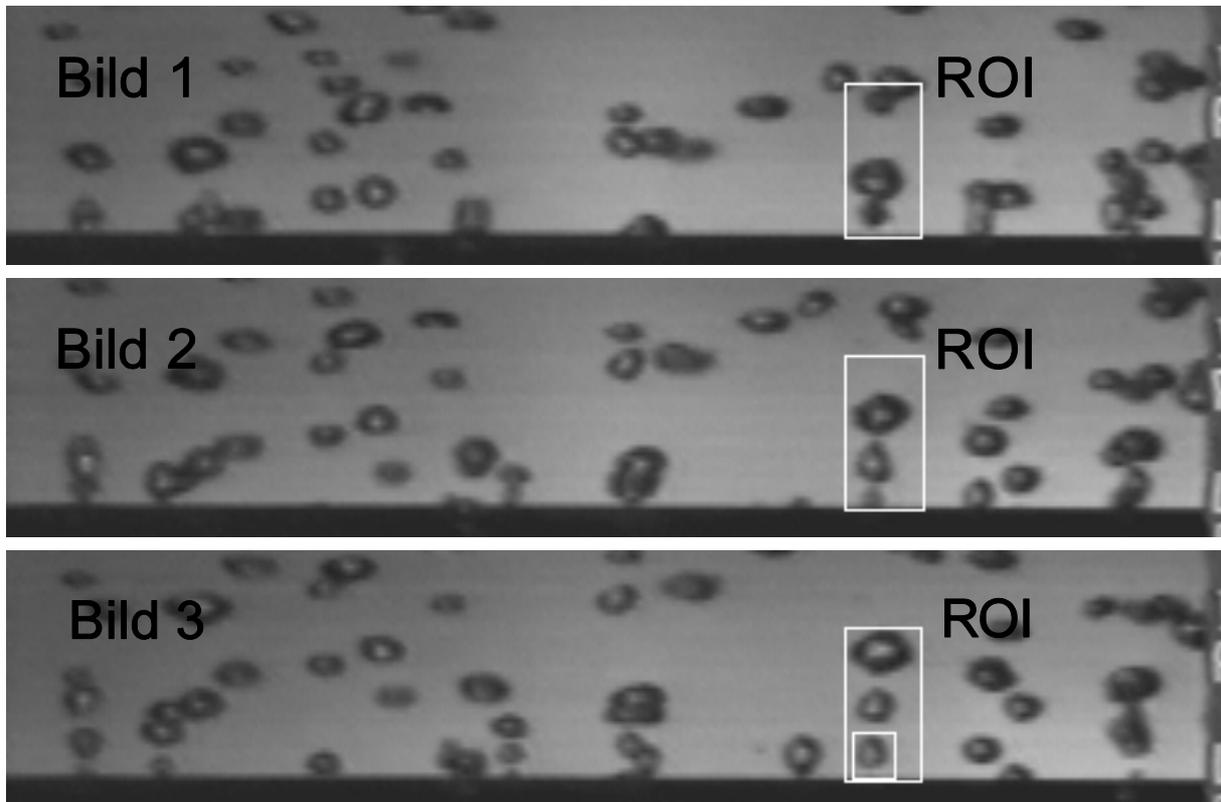


Abbildung 5.10 Videosequenz, $\Delta t = 0.89$ ms

Bei der Auswertung der hier vorliegenden Aufnahmen ist die Hauptaufgabe der Bilddatenverarbeitungssoftware die Detektion und Selektion der einzelnen Phasen des Arbeitsmittels (flüssig oder gasförmig). Dazu ist es notwendig, die in den Aufnahmen dargestellten Blasen anhand geeigneter mathematischer Vorschriften (Filter, Kantenbestimmung, etc.) bezüglich ihrer Ortskoordinaten und Abmessungen zu erkennen. Stehen diese Informationen zur Verfügung, können die gewünschten Verdampfungsparameter, z.B. Blasenfrequenz oder Blasenabreissdurchmesser berechnet werden.

Auswertevorgang

Zur Auswertung des Videomaterials stehen verschiedene Methoden zur Verfügung. Die zuerst eingesetzte Methode wurde zur Auswertung der Aufnahmen mit großem Beobachtungsfenster verwendet (Methode 1). Bei Aufnahmen mit einem kleinen Beobachtungsfenster wurde die Auswertungsmethode variiert (Methode 2). Es werden beide Methoden beschrieben.

Der erste Schritt bei beiden Methoden ist immer die Erkennung der Phasengrenzflächen durch die Auswertesoftware. Dies ist auch der wesentliche Unterschied bei der Anwendung der verschiedenen Methoden. Die nachfolgenden Schritte sind prinzipiell dieselben.

Bei Methode 1 wird das Originalbild (Abb. 5.11) mit Hilfe eines Erosionsfilters so aufbereitet, dass die Größe der zu untersuchenden Objekte um eine einstellbare Anzahl von Pixeln verkleinert wird. Dazu wird in dem hier beschriebenen Fall das gesamte Originalbild mit einer 3 x 3 Filtermaske abgescannt und der Wert des Filtermaskenmittelpunkts durch den kleinsten in dieser Maske auftretenden Graustufenwert ersetzt. Subtrahiert man das neuerstellte Erosionsfilterbild (Abb. 5.12) vom Originalbild, erhält man eine Darstellung der Umriss der Objekte (Abb. 5.13). Nach der Binarisierung (Abb. 5.14) mit einem interaktiv angegebenen Schwellwert wird eine Kennzeichnung der einzelnen Objekte in einem gewählten Auswertebereich (ROI) durchgeführt. Dazu werden zusammenhängende Felder mit demselben Graustufenwert mit einer Marke versehen (Abb. 5.15). Die Kenntnis des Hintergrundgraustufenwerts vorausgesetzt, nach der Binarisierung im Allgemeinen 0, was der Farbe Schwarz entspricht, können die Blasen anhand des anderen verwendeten Graustufenwerts identifiziert werden.

Durch die Aufsummierung der Einzelpixel eines zusammenhängenden Bereichs erhält man die Gesamtquerschnittsfläche der visualisierten Blase. Der maximale Radius dieses Pixelbereichs wird zur Berechnung der kreisförmigen Fläche eines Vergleichsobjekts genutzt. Ergibt das Flächenverhältnis des realen und des virtuellen Querschnitts einen Wert nahe 1 kann man davon ausgehen, dass das reale Objekt annähernd Kugelform besitzt und eine Blase darstellt.

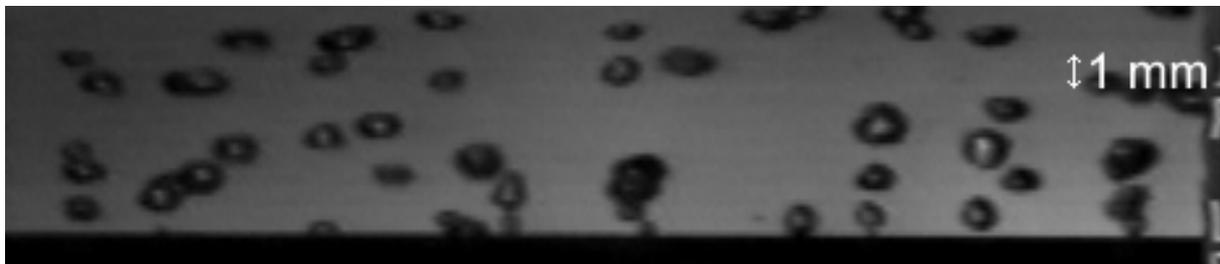


Abbildung 5.11 Originalbild

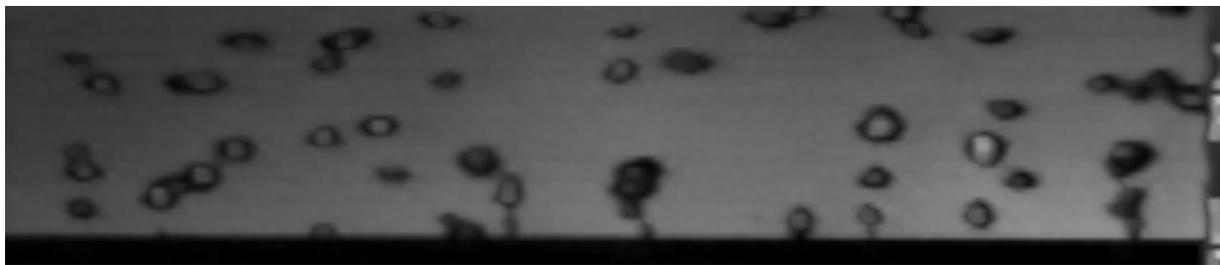


Abbildung 5.12 Erosionsfilterbild

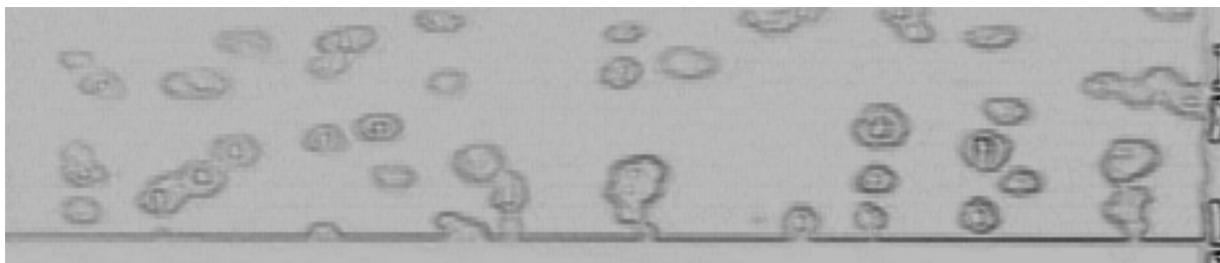


Abbildung 5.13 Subtraktion des Erosionsfilterbilds vom Originalbild mit anschließender Invertierung

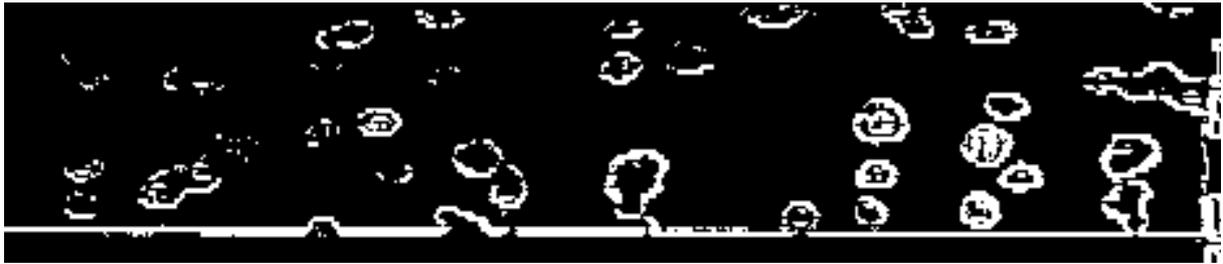


Abbildung 5.14 Binarisierung



Abbildung 5.15 Auswertung eines gewählten Bereichs ROI (invers dargestellt), eine erkannte Blase ist durch ein Kreuz markiert (rechts unten)

Bei der zweiten Auswertemethode, welche bei Aufnahmen mit kleinen Beobachtungsfenster eingesetzt wird, kann man ebenfalls einen Auswertebereich ROI im Originalbild (Abb.5.16) definieren oder, wie in diesem Fall, das gesamte Bild zur Auswertung heranziehen. In der Praxis hat sich herausgestellt, dass mit der Positionierung des Auswertebereichs knapp über der Verdampferoberfläche gute Ergebnisse erzielt werden. Grenzt der Auswertebereich direkt an die Verdampferoberfläche an, lässt aufgrund der noch bestehenden Beeinflussung der Blase durch im Bereich der Verdampferoberfläche auftretende Randeffekte die Qualität der Auswertung nach.

Zur Bestimmung der Phasengrenzen wird ein 2-dimensionaler Gradientenfilter (7x7 Pixel) eingesetzt, welcher anhand der Graustufenunterschiede zwischen Dampf- und Fluidbereichen den Verlauf der Phasengrenze festlegt. Abbildung 5.17 zeigt das mit dem Gradientenfilter bearbeitete Originalbild. Nach der Binarisierung des Bildes (Abb. 5.18) können anhand der bekannten Phasengrenzen und durch Anwendung des Rundheitskriteriums die einzelnen Blasen erkannt und markiert werden (Abb. 5.19).

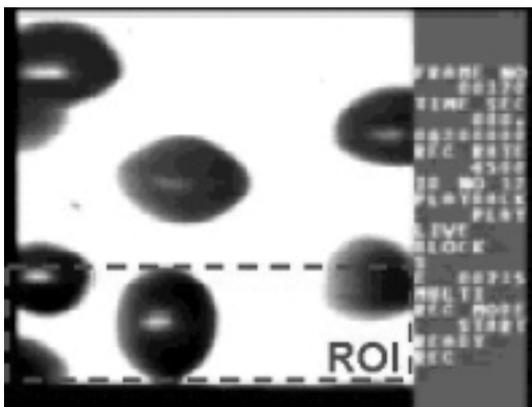


Abb. 5.16 Originalbild

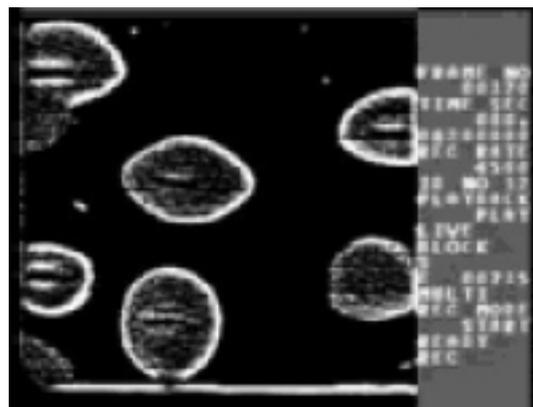


Abb. 5.17 ... nach Gradientenfilterung

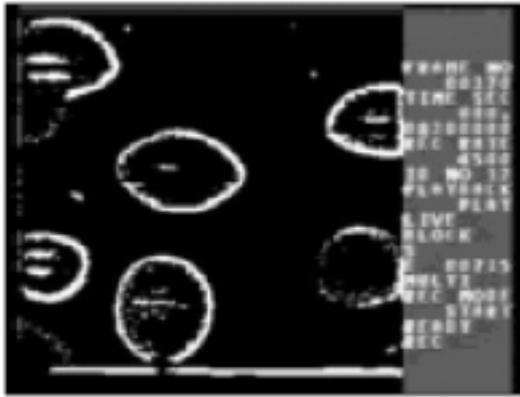


Abb. 5.18 ... nach Binarisierung

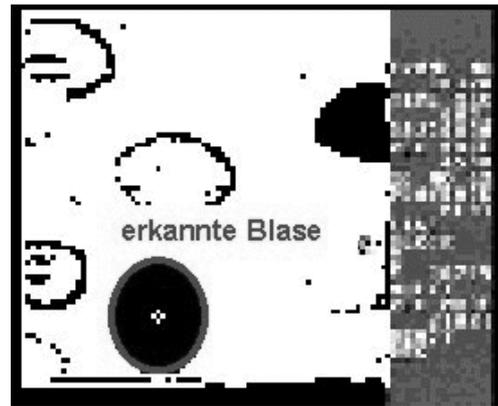


Abb. 5.19 ... nach Blasenerkennung

Ermittlung des Blasenabreissdurchmessers

Der Blasenabreissdurchmesser wird durch die Bestimmung der Blasenkonturen und damit der Fläche bestimmt. Unter der Annahme, dass die Blase während und kurz nach dem Ablösen von der Verdampferoberfläche noch eine annähernd kugelförmige Form besitzt, kann der Blasenabreissdurchmesser bestimmt werden.

Ermittlung der Blasenfrequenz

Zur Bestimmung der Blasenfrequenz wird die Anzahl der Blasen ermittelt, welche in einer vorgegebenen Zeit den gewählten Auswertebereich (ROI) passieren. Zur Bestimmung der am häufigsten vorkommenden Frequenzen, aus der großen Anzahl der Einzelfrequenzen, wird ein wichtiges Hilfsmittel der digitalen Bildverarbeitung, die diskrete Fouriertransformation (DFT) (Jähne, 1989) eingesetzt. Ein schnelles Berechnungsverfahren für die DFT ist der Algorithmus der Fast-Fourier-Transformation (FFT) (Brigham, 1989), welche bei der hier gegebenen Aufgabenstellung in eindimensionaler Form eingesetzt wird.

In der Regel sind die bei Verdampfung auftretenden Blasenfrequenzen nicht vollkommen konstant. Sie variieren über den Auswertzeitraum an derselben Keimstelle, verschiedene Keimstellen zeigen unterschiedliche Frequenzen; es gibt Überlagerungen verschiedener Frequenzen einer Keimstelle und es entstehen Fehlinterpretationen durch Überlagerung verschiedener Blasen in verschiedenen Darstellungsebenen. Deshalb werden zusätzlich statistische Methoden angewandt, um die erzielten Ergebnisse über einen Zeitraum, bzw. über verschiedene untersuchte Keimstellen zu integrieren und Mittelwerte zur Beschreibung der Gesamtoberfläche zu erhalten.

Ermittlung weiterer Parameter

Durch die Betrachtung sehr kleiner Abschnitte (Abb. 5.20) der Verdampferoberfläche ist man in der Lage, das Blasenwachstum direkt zu untersuchen und dadurch wertvolle Informationen zur Modellierung dieser Vorgänge zu erhalten. Weitere bestimmbar Parameter sind die Blasenbeschleunigung nach dem Ablösen von der Oberfläche, die Blasenauftiegs geschwindigkeit im Fluid, die Blasenform bzw. ihre Veränderung beim Abströmen der Blase. Unter der Annahme, dass die Blasen direkt nach der Ablösung eine Kugelform besitzen, ist zumindest eine überschlägige Bestimmung der Menge des erzeugten Dampfes möglich.

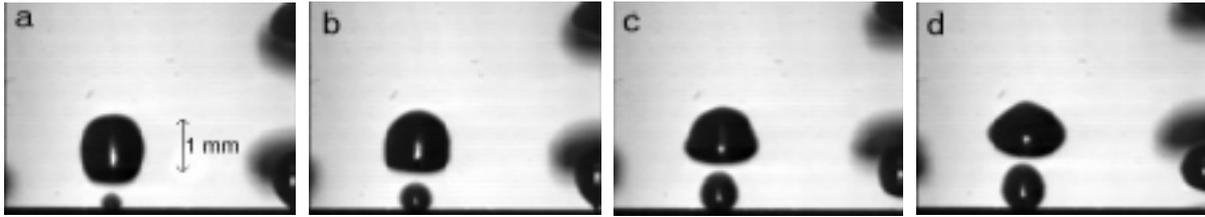


Abbildung 5.20 Beobachtung des Wachstums einer Blase und der Abströmung von der Wärmeübertrageroberfläche, $\Delta t = 0.89 \text{ ms}$

5.9 FEHLERBETRACHTUNG

Bei allen experimentellen Untersuchungen treten durch die Verwendung von fehlerbehafteten Messinstrumenten und durch Umgebungseinwirkungen (Bedienungspersonal, Umwelteinflüsse etc.) verschiedene Einzelfehler bei der Bestimmung der gesuchten Ergebnisse auf. Gemäß des Fehlerfortpflanzungsgesetzes ergibt sich der zu ermittelnde maximale Fehler aus der Summe der Einzelfehler.

Der hier zu bestimmende, auf den Wärmeübergangskoeffizienten α bezogene Gesamtfehler kann folgendermaßen beschrieben werden

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} \cdot \pm \left[\frac{\Delta Q}{Q} \% + \frac{\Delta A}{A} \% + \frac{\Delta(\Delta T)}{\Delta T} \right] .$$

Der grösste auftretende relative Fehler betrug

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} \cdot \pm 40\% .$$

Die ausführliche Beschreibung der durchgeführten Fehlerbetrachtung steht in **Anhang C** zur Verfügung.

6 EXPERIMENTELLE ERGEBNISSE

Die untersuchten Rohre bestehen aus den Materialien Kupfer, Kupfer-Nickel, Edelstahl oder Kohlenstoffstahl St35.8. Als Arbeitsmittel dienten die Kohlenwasserstoffe Propan und n-Pentan. Die Versuche wurden bei Sättigungstemperaturen im Bereich von 253 K bis 293 K und mit Wärmestromdichten zwischen 2 kW/m² und 140 kW/m² durchgeführt (Mertz et al., 1998, 1999). Die Parameter aller durchgeführten Experimente sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

Tabelle 6.1 Versuchsparemeter der durchgeführten Experimente

Oberfläche	Fluid	Sättigungstemperatur				
		253 K	263 K	273K	283K	293K
glatt, Cu	Propan	-		2.5 kW/m ²	-	128 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.7 kW/m ²	-	93 kW/m ²
glatt, CuNi	Propan	-		2.2 kW/m ²	-	141 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.7 kW/m ²	-	98 kW/m ²
glatt, Edelstahl	Propan	-		2.4 kW/m ²	-	134 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.5 kW/m ²	-	90 kW/m ²
glatt, St35.8	Propan			2.0 kW/m ²	-	100 kW/m ²
GEWA-K	Propan	-		2.6 kW/m ²	-	134 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.7 kW/m ²	-	97 kW/m ²
GEWA-T	Propan	-		2.6 kW/m ²	-	144 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.4 kW/m ²	-	97 kW/m ²
TO1	Propan	-		2.2 kW/m ²	-	131 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.6 kW/m ²	-	97 kW/m ²
TO2	Propan	-		2.8 kW/m ²	-	135 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.4 kW/m ²	-	97 kW/m ²
TO3	Propan	-		2.7 kW/m ²	-	130 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.6 kW/m ²	-	97 kW/m ²
TO4	Propan	-		2.6 kW/m ²	-	135 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.7 kW/m ²	-	97 kW/m ²
TO5	Propan	-		2.5 kW/m ²	-	136 kW/m ²
	n-Pentan	-		3.7 kW/m ²	-	93 kW/m ²
TO6	Propan			2.0 kW/m ²	-	100 kW/m ²
TO7	Propan			2.0 kW/m ²	-	100 kW/m ²
TO8	Propan			2.1 kW/m ²	-	100 kW/m ²
TO9	Propan			2.0 kW/m ²	-	100 kW/m ²

6.1 Ergebnisse mit dem Arbeitsmittel Propan

6.1.1 Glattrohre

Die ersten Experimente wurden mit den glatten Oberflächen durchgeführt, da die Ergebnisse dieser Versuche als Referenz verwendet werden. Die Abbildungen 6.1 bis 6.4 zeigen die Wärmeübergangskoeffizienten der verschiedenen Glattrohre in Abhängigkeit von der Wärmestromdichte.

Die Ergebnisse aller untersuchten glatten Oberflächen zeigen den erwarteten konstanten Anstieg der Wärmeübergangskoeffizienten mit steigenden Wärmestromdichten, sowie die deutliche Abhängigkeit der Wärmeübertragung vom eingestellten Siededruck. Anhand der experimentellen Werte wurden Ausgleichsgeraden mit der bekannten Formulierung

$$\alpha = C q^n \quad (6.1)$$

bestimmt und in die Diagramme eingetragen.

Die Abbildungen 6.1 und 6.2 zeigen die sehr ähnlichen Ergebnisse für Glattrohre aus Kupfer bzw. Kupfer-Nickel. Die erzielten Wärmeübergangskoeffizienten liegen im Bereich von 0.7 kW/m²K bis 20 kW/m²K bei Wärmestromdichten zwischen 2.2 kW/m² und 140 kW/m². Die aus Edelstahl 1.4301 hergestellte Versuchsoberfläche (Abb. 6.3) zeigt, besonders für höhere Wärmestromdichten, deutlich geringere Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 0.6 kW/m²K und 10.7 kW/m²K. Das Kohlenstoffstahlrohr aus St35.8 (Abb. 6.4) erreicht ähnliche Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 0.58 kW/m²K und 11 kW/m²K.

In den Abbildungen 6.1 und 6.4 sind die Fehlergrenzen eingetragen, welche durch die Fehlerbetrachtung (siehe **Anhang C**) ermittelt wurden.

Da keine verbesserten Oberflächen aus reinem Kupfer gefertigt wurden, werden im Folgenden für vergleichende Darstellungen nur die Ergebnisse des Kupfer-Nickelrohrs bzw. des Kohlenstoffstahlrohrs als Referenz verwendet.

Die unterschiedlichen Ergebnisse beim Einsatz verschiedener Heizwandmaterialien sind einerseits sicherlich auf unterschiedliche Oberflächenrauigkeiten zurückzuführen, aber auch die verschiedenen thermophysikalischen Eigenschaften der Heizwandmaterialien tragen dazu bei. Die Materialwerte der verwendeten glatten Referenzrohre sind in Tabelle 5.2 (Kapitel 5.2) aufgeführt.

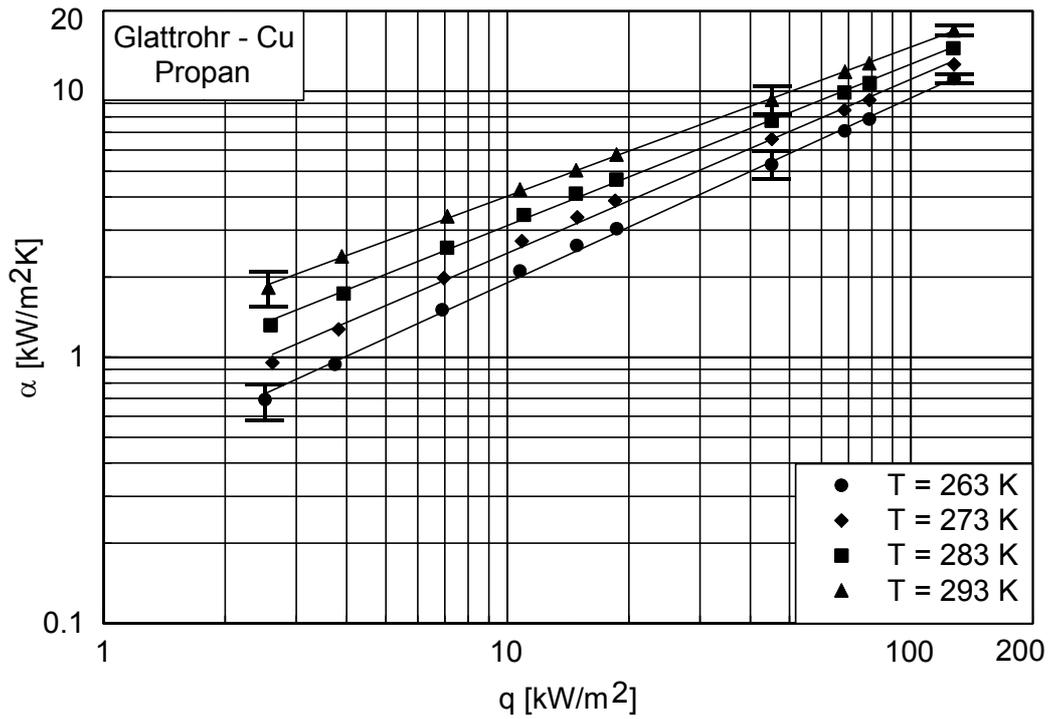


Abbildung 6.1 Cu - Glattrohr, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K, incl. Fehlergrenzen

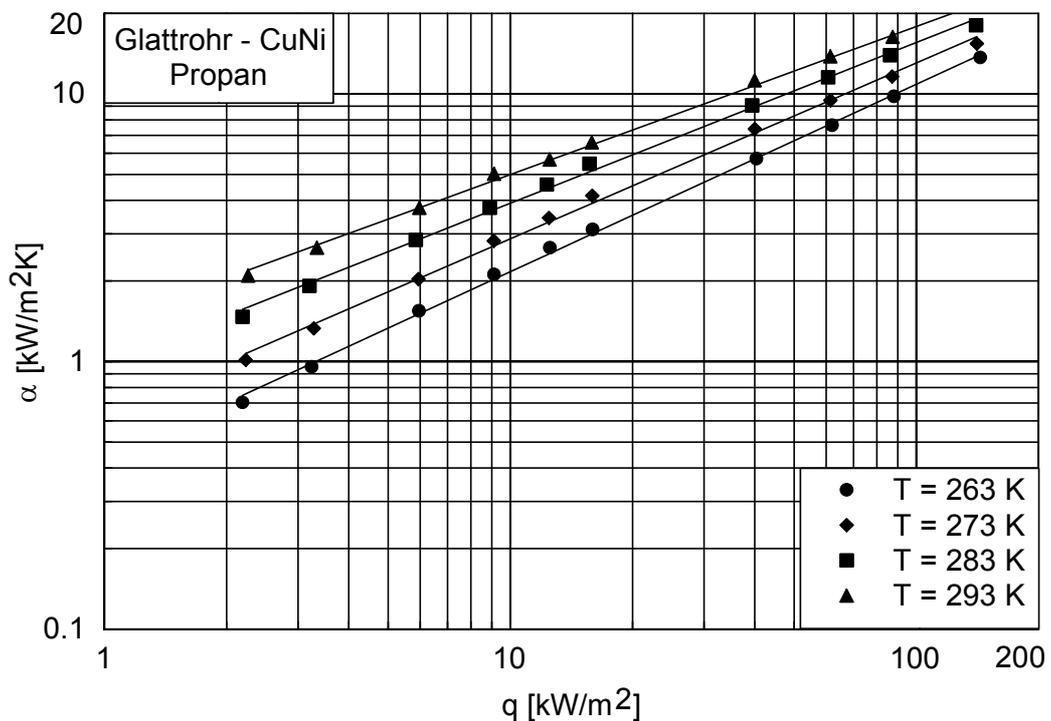


Abbildung 6.2 CuNi - Glattrohr, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

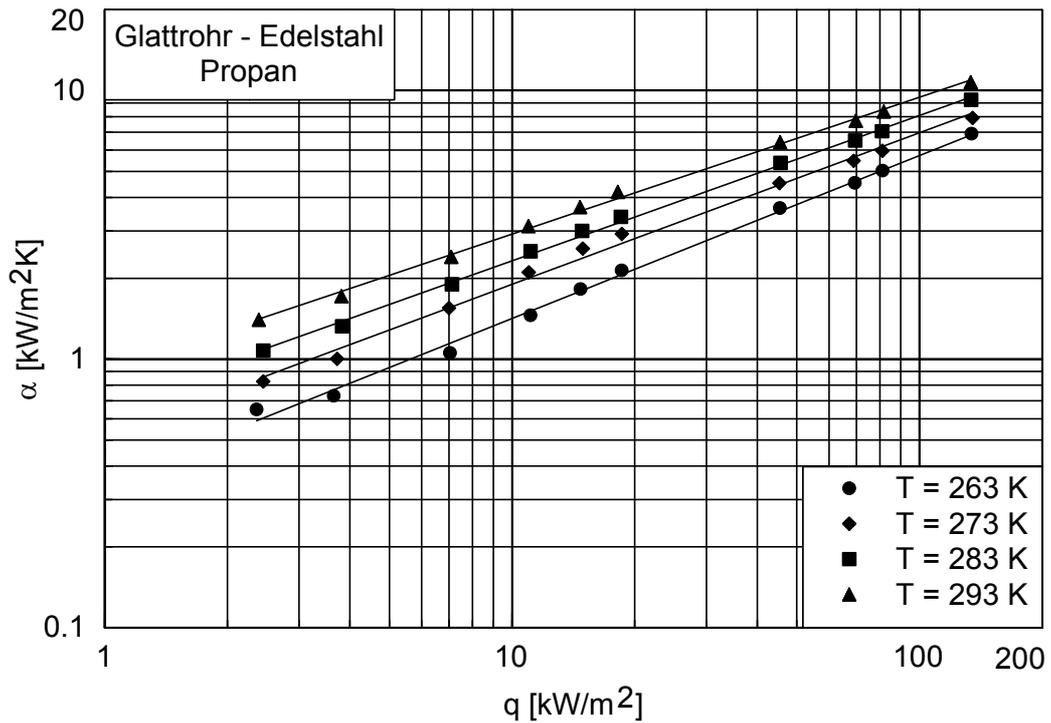


Abbildung 6.3 Edelstahl - Glattrohr, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

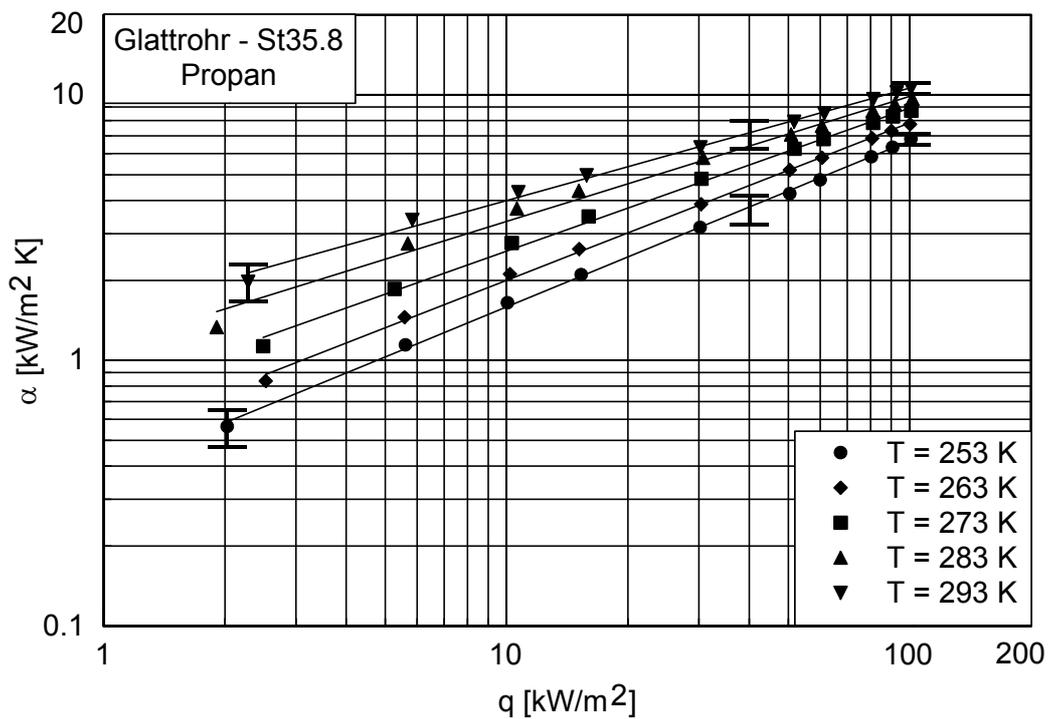


Abbildung 6.4 Kohlenstoffstahl St35.8 - Glattrohr, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K, incl. Fehlergrenzen

6.1.2 Rippenrohre

Weitere experimentelle Untersuchungen mit dem Arbeitsmittel Propan wurden an einem niedrigerberippten Rohr (GEWA-K) und einem Rohr mit T - Rippen (GEWA-T) durchgeführt. Die Ergebnisse der Experimente sind in den Abbildungen 6.5 und 6.6 dargestellt.

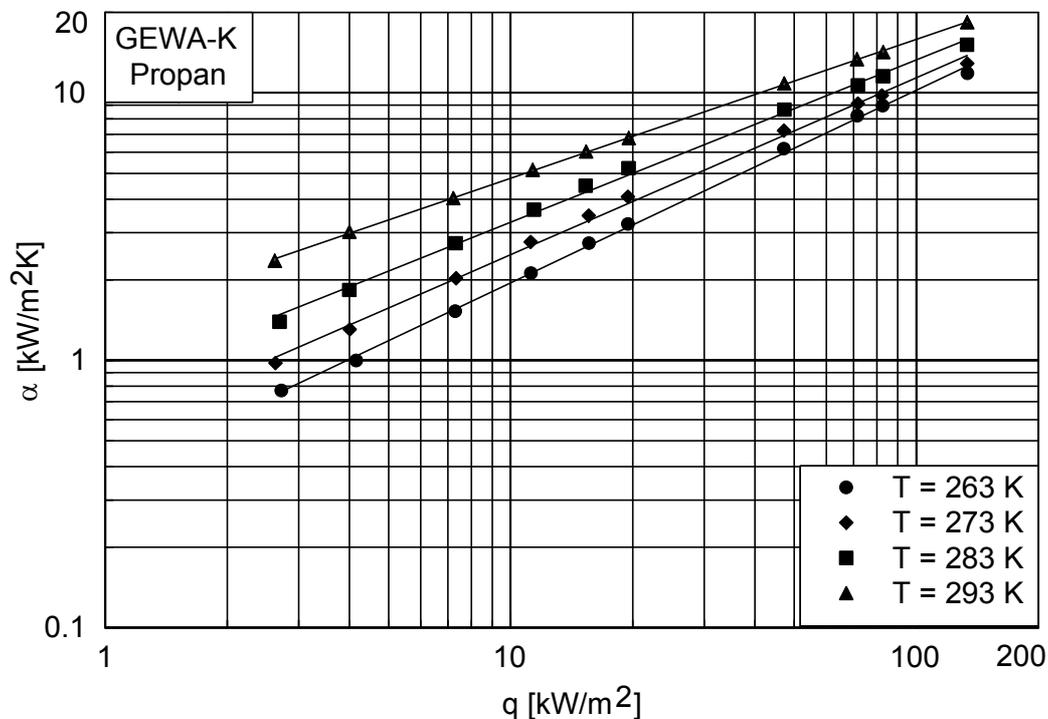


Abbildung 6.5 GEWA-K-Rohr, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Das GEWA-K-Rohr zeigt, ebenso wie die Glattrohre, eine kontinuierliche Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Wärmestromdichte, bzw. mit steigendem reduzierte Druck (Abb. 6.5). Die mit der GEWA-K-Oberfläche erzielten Wärmeübergangskoeffizienten liegen im Bereich von $0.8 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bis $19 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bei Wärmestromdichten zwischen 2.6 kW/m^2 bis 134 kW/m^2 . Daraus ergeben sich Verbesserungen der Wärmeübertragung gegenüber dem Glattrohr bis zum Faktor 1.5, aber nur im Bereich geringer Wärmestromdichten und hoher Sättigungsdrücke. Allerdings wird bei der Berechnung des Temperaturabfalls zwischen Messpunkt und Rohroberfläche nur der Kerndurchmesser berücksichtigt und die Rippenhöhe vernachlässigt. Dadurch ergeben sich für das Rippenrohr zu geringe Wärmeübergangskoeffizienten. Der tatsächliche Verbesserungsfaktor liegt höher, da der für diese Oberfläche ermittelte Rippenwirkungsgrad (VDI-Wärmeatlas, Kap. Mb1, 1997) im Bereich von $0.7 < \eta_R < 0.975$ liegt.

Die experimentellen Ergebnisse des GEWA-T-Rohrs (Abb. 6.6) zeigen, im Gegensatz zu denen der Glattrohre und des GEWA-K-Rohrs, erstmals eine Abweichung von der konstanten Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Wärmestromdichte. Für den Bereich geringer Wärmestromdichten ($q < 20 \text{ kW/m}^2$) ist noch eine ähnlich große Zunahme des Wärmeübergangskoeffizienten zu beobachten, für mittlere und höhere Wärmestromdichten verringert sich die Steigung deutlich. Die Verbesserung der Wärmeübertragung liegt deshalb bei geringen Wärmestromdichten bei Faktoren von bis zu 1.8, während bei mittleren und hohen Wärme-

stromdichten über 50 kW/m^2 nur noch sehr geringe oder keine Verbesserungen mehr feststellbar sind.

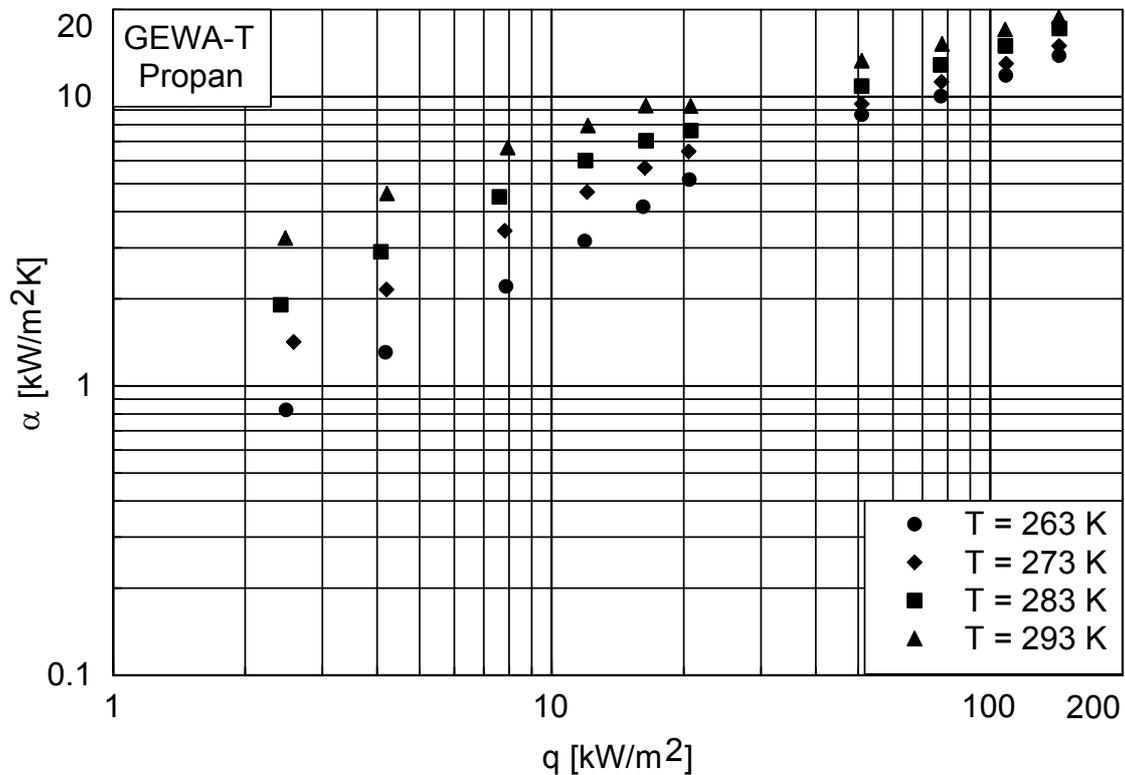


Abbildung 6.6 GEWA-T-Rohr, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Zur Erklärung des Verlaufs der Siedekurve des GEWA-T-Rohres sei daran erinnert, dass diese Oberfläche formal zwar noch als Rippenstruktur betrachtet wird, dass ein großer Teil der Wärmeübertragung aber schon in Kanälen unter der Oberfläche stattfindet. Deswegen kann die GEWA-T Oberfläche als Bindeglied zwischen glatten oder niedrigberippten Oberflächen und hinterschnittenen Oberflächen angesehen werden.

Die geringere oder nicht vorhandene Verbesserung der Wärmeübertragung bei höheren Wärmestromdichten ist auf eine erhöhte Dampfproduktion in den internen Strukturen zurückzuführen, was zur Folge hat, dass der in den umlaufenden Kanälen entstehende Dampf nicht mehr schnell genug aus diesen abtransportiert werden kann und die Wärmeübertragung in den internen Strukturen blockiert wird. Danach ist eine Wärmeabfuhr nur von der Außenoberfläche möglich, und das GEWA-T-Rohr funktioniert wie eine glatte Oberfläche, worauf auch die ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten hinweisen.

6.1.3 Rohre mit Oberflächen aus hinterschnittenen Strukturen

Wenn schon bei einer GEWA-T-Oberfläche mit verhältnismäßig großen, umlaufenden Öffnungsschlitzern zur Fluidseite Schwierigkeiten beim Abtransport des Dampfs aus den internen Strukturen auftreten, kann man dieses Verhalten erst recht bei komplexeren Strukturen erwarten.

In den Abbildungen 6.7 bis 6.15 sind die Ergebnisse von 9 verschiedenen hinterschnittenen Oberflächen, TO1 bis TO9, dargestellt, und alle Oberflächen weisen mehr oder weniger ausgeprägt das für das GEWA-T-Rohr beschriebene Verhalten auf.

Abbildung 6.7 zeigt die Ergebnisse der Oberfläche TO1. Die Wärmeübergangskoeffizienten sind für geringe Wärmestromdichten deutlich höher als die der glatten oder berippten Oberflächen. Hier werden Verbesserungen bis zum Faktor 3 erreicht. Mit steigender Wärmestromdichte geht dieser Verbesserungsfaktor aber zurück, und ab einer Wärmestromdichte von ungefähr 40 kW/m² ist keine Verbesserung mehr feststellbar. Der maximal erreichbare Wärmeübergangskoeffizient liegt bei 10 kW/m²K (für T = 293 K und 283 K, q ≤ 20 kW/m²). Er ist also für Wärmestromdichten bis etwa 140 kW/m² sogar deutlich niedriger als der der glatten Referenzoberfläche.

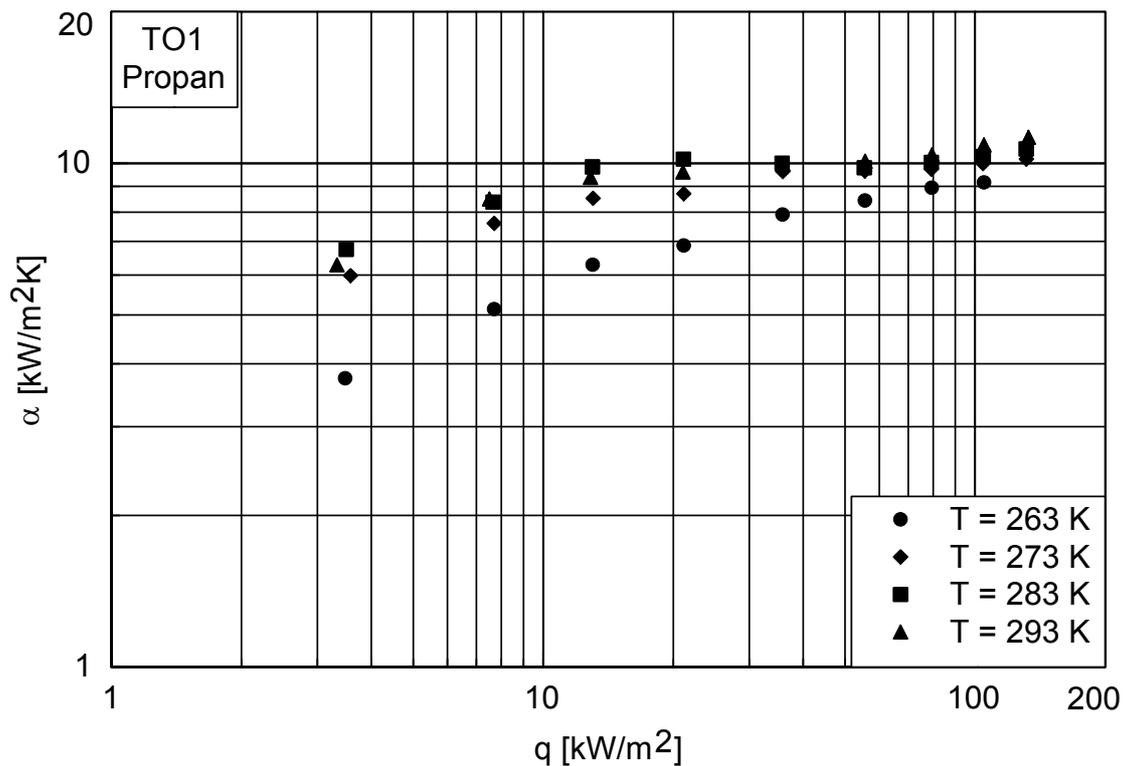


Abbildung 6.7 Oberfläche TO1, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Dasselbe Verhalten wurde bei den Oberflächen TO2 bis TO4 festgestellt. Bei niedrigen Wärmestromdichten zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragung. Die Zunahme der Verbesserung nimmt mit steigender Wärmestromdichte ab, bei einer Sättigungstemperatur von T = 293 K stellen sich sogar annähernd konstante Wärmeübergangskoeffizienten ein. Danach zeigt sich eine Eindellung des Verlaufs des Wärmeübergangskoeffizienten im Bereich von ca. q = 50 kW/m² bis ca. 80 kW/m² (bei TO4 bis ca. 140 kW/m²). Mit höheren Wärmestromdichten ab q = 140 kW/m² steigen die Wärmeübergangskoeffizienten wieder an.

Die Oberfläche TO2 (Abb. 6.8) zeigt Verbesserungen bis zum Faktor 5 für Wärmestromdichten q < 10 kW/m². Dieser Faktor nimmt aber schnell ab, und bei einer Wärmestromdichte von q = 40 kW/m² ist keine Verbesserung der Wärmeübertragung gegenüber der Referenzoberfläche mehr feststellbar. Der maximale Wärmeübergangskoeffizient dieser Oberfläche liegt bei 11 kW/m²K.

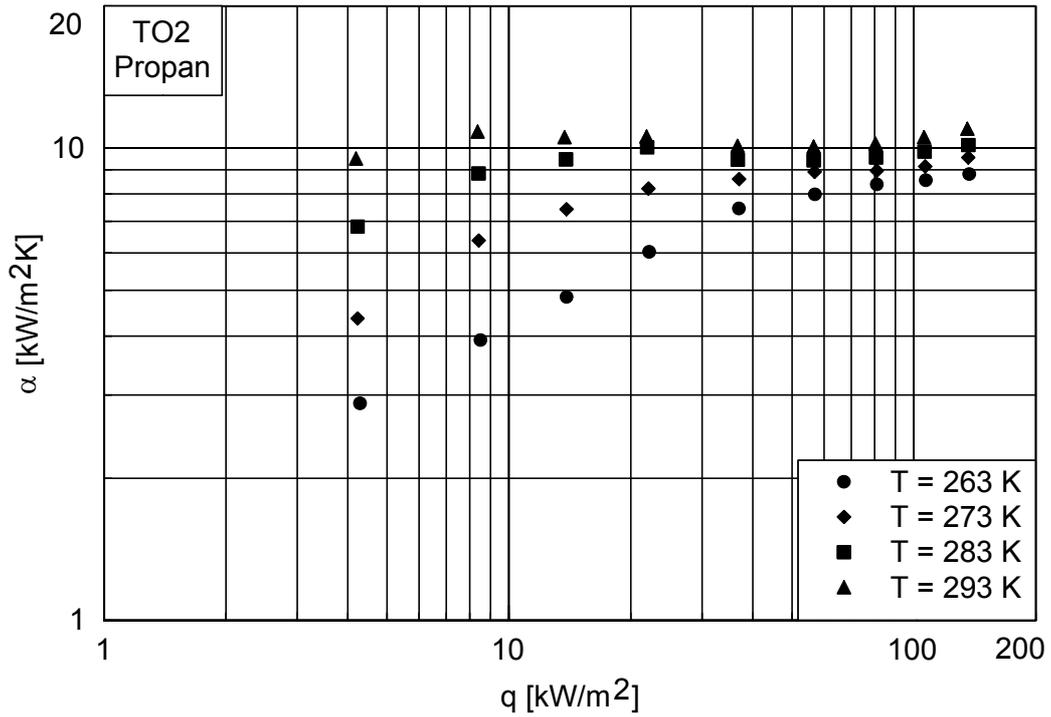


Abbildung 6.8 Oberfläche TO2, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

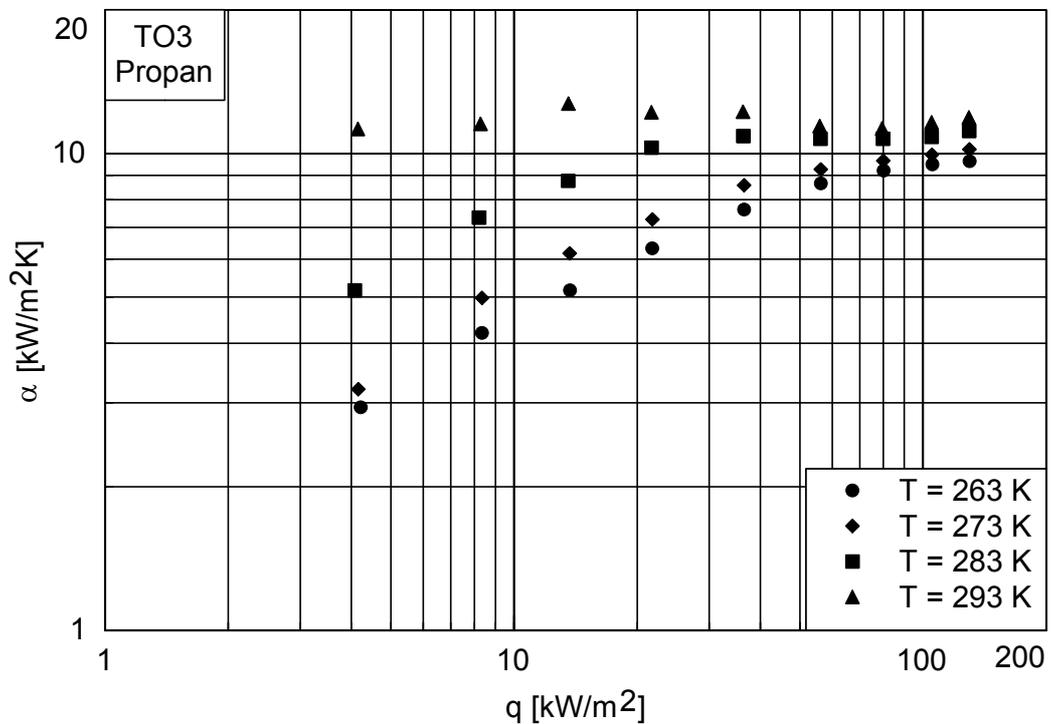


Abbildung 6.9 Oberfläche TO3, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Die Ergebnisse der Oberfläche TO3 (Abb. 6.9) zeigen für Wärmestromdichten $q < 10 \text{ kW/m}^2$ ebenfalls Verbesserungen um den Faktor 5. Ab der Wärmestromdichte von etwa 50 kW/m^2 (Eindellung des Verlaufs des Wärmeübergangskoeffizienten) sind die Ergebnisse sogar niedriger als die der Referenzoberfläche. Mit dieser Oberfläche wurden maximale Wärmeübergangskoeffizienten von $13 \text{ kW/m}^2\text{K}$ erreicht.

Die Oberfläche TO4 (Abb. 6.10) zeigt die besten Ergebnisse aller Kupfer-Nickeloberflächen. Im Bereich der Wärmestromdichte bis $q = 30 \text{ kW/m}^2$, welcher für den industriellen Einsatz von Interesse ist, zeigen sich Verbesserungen bis zum Faktor 4 für $T = 263 \text{ K}$ bis 283 K ; für $T = 293 \text{ K}$ wurden sehr hohe Wärmeübergangskoeffizienten von $\alpha = 28 \text{ kW/m}^2\text{K}$ für Wärmestromdichten im Bereich von 4 kW/m^2 bis etwa 20 kW/m^2 festgestellt; dies entspricht einem Verbesserungsfaktor von etwa 14. Für $T = 263 \text{ K}$ bis $T = 283 \text{ K}$ nimmt der Wärmeübergangskoeffizient bis zu einer Wärmestromdichte von 50 kW/m^2 zu und fällt danach ab. Für die höchste gemessene Wärmestromdichte von 140 kW/m^2 konvergieren die Wärmestromdichtekurven, um danach wieder anzusteigen.

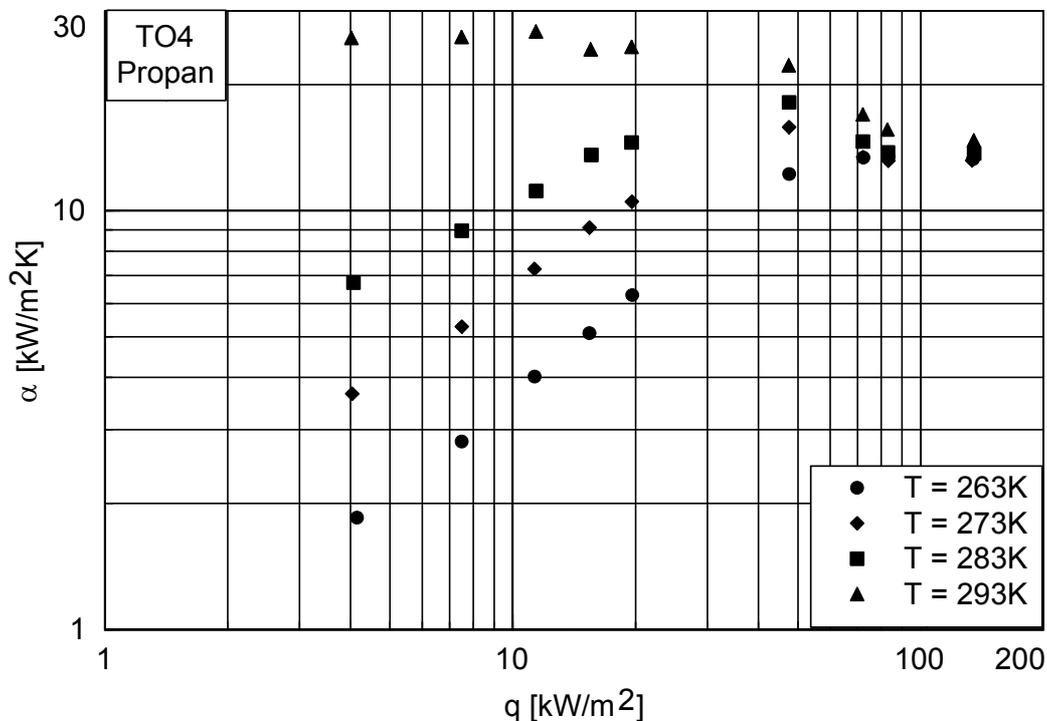


Abbildung 6.10 Oberfläche TO4, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Die Ergebnisse der Oberfläche TO5 (Abb. 6.11) zeigen ebenfalls deutlich bessere Wärmeübergangskoeffizienten als die Oberflächen TO1 bis TO3. Auch hier setzen sich die Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Sättigungstemperatur von 293 K von den Ergebnissen der anderen Temperaturen ab. Allerdings sind die Absolutwerte nicht so hoch wie bei der TO4-Oberfläche. Bei geringen Wärmestromdichten bis 20 kW/m^2 treten Verbesserungen um den Faktor 6 auf, bei $T = 293 \text{ K}$. Bei $T = 263 \text{ K}$ bis 283 K werden Verbesserungen um den Faktor 3 bis 5 erreicht.

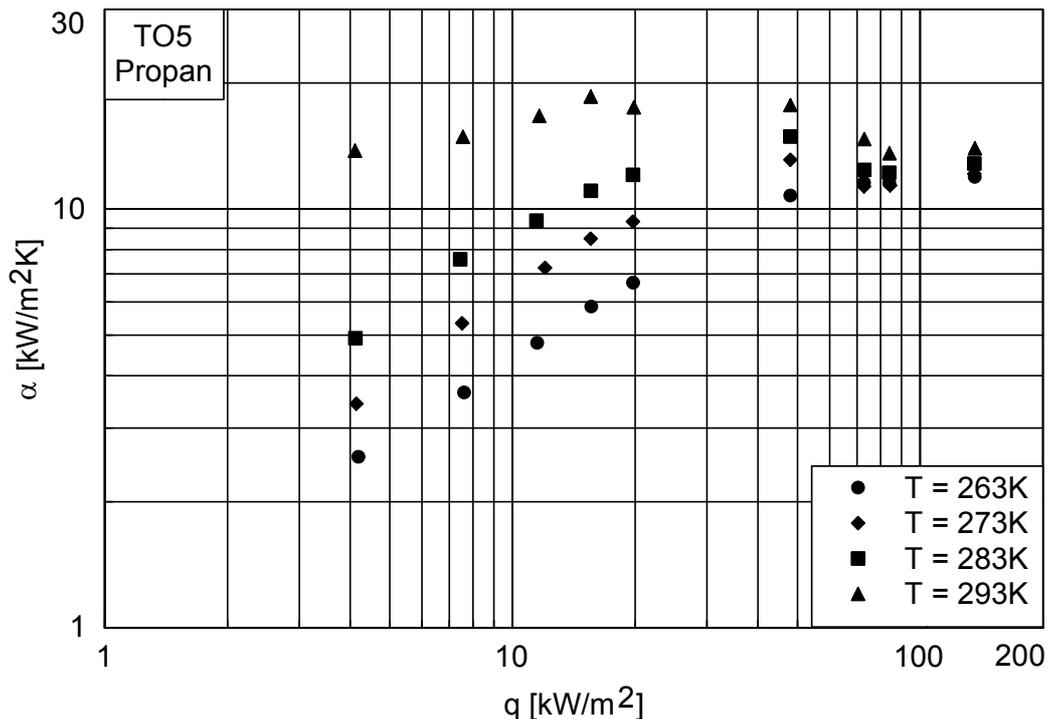


Abbildung 6.11 Oberfläche TO5, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Sämtliche bisher beschriebenen Experimente mit strukturierten Oberflächen (Abb. 6.7 bis 6.11) wurden mit Kupfer-Nickel-Rohren durchgeführt. Die Ergebnisse aller Oberflächen gleichen sich hinsichtlich der deutlichen Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte. Besonders auffällig ist die bei allen Oberflächen und auch bei allen untersuchten Sättigungstemperaturen auftretende Eindellung im Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten bei Wärmestromdichten von 50 kW/m² bis 80 kW/m², bzw. bis 140 kW/m² bei TO4 und TO5. Weiterhin zeigt sich bei der Sättigungstemperatur von 293 K zumindest bei den Oberflächen TO2 bis TO5 bis zu dieser Eindellung eine nur geringe Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte.

In einer zweiten Versuchsreihe wurden Rohre aus Kohlenstoffstahl St35.8 untersucht (Abb. 6.12 bis 6.15), da dieses Material für ein industrielles Prototyprohr vorgesehen war. Als Referenz werden hier die Ergebnisse einer glatten Oberfläche aus Kohlenstoffstahl St35.8 (Abb.6.4) verwendet. Die Experimente wurden nun auch bei einer Sättigungstemperatur von 253 K durchgeführt, allerdings wurden keine Wärmestromdichten über 100 kW/m² mehr eingestellt, da im vorgesehenen industriellen Einsatz, z.B. bei LNG-Anlagen, mit Wärmestromdichten von 20 kW/m² bis 40 kW/m² zu rechnen ist. In diesen Diagrammen sind als zusätzliche Information die ermittelten Fehlergrenzen (siehe **Anhang C**) eingetragen.

Die Abbildung 6.12 bis 6.15 zeigen die Ergebnisse der Oberflächen TO6 bis TO9. Die Wärmeübergangskoeffizienten steigen bei geringen Wärmestromdichten mit zunehmender Wärmestromdichte an. Ab einer Wärmestromdichte von etwa 40 kW/m² ist bei den Oberflächen TO6 und TO8 nur noch ein schwaches Anwachsen zu beobachten, bei TO7 bleiben die Wärmeübergangskoeffizienten ungefähr konstant und bei TO9 findet sogar eine Abnahme statt ähnlich der Eindellung bei den CuNi-Oberflächen.

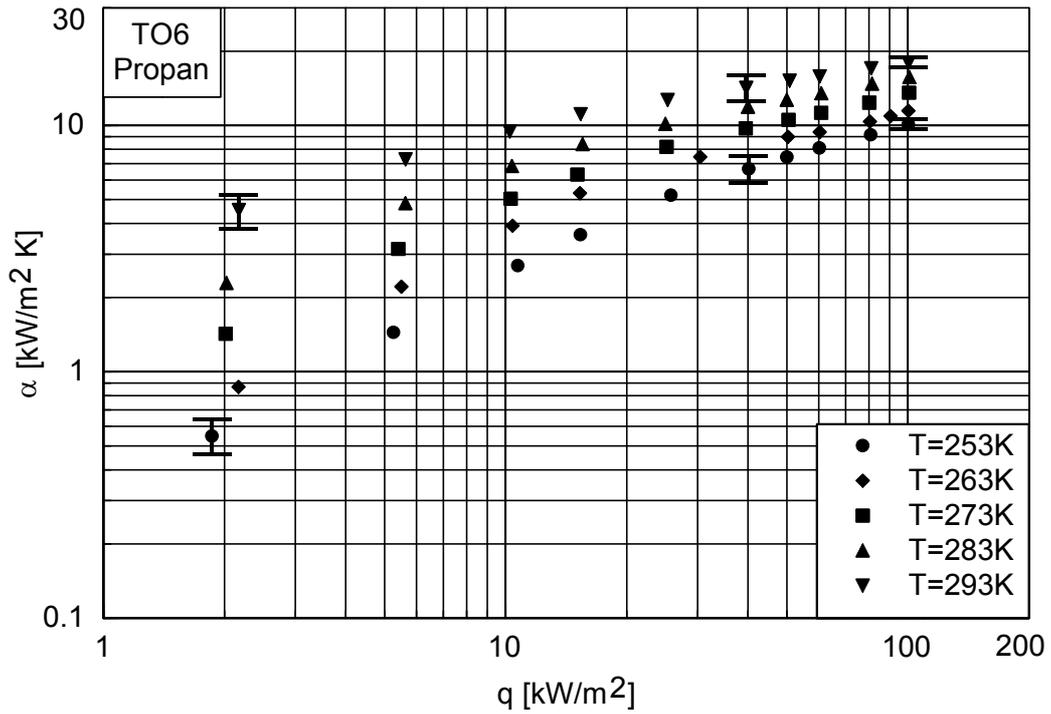


Abbildung 6.12 Oberfläche TO6, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 253 K bis 293 K

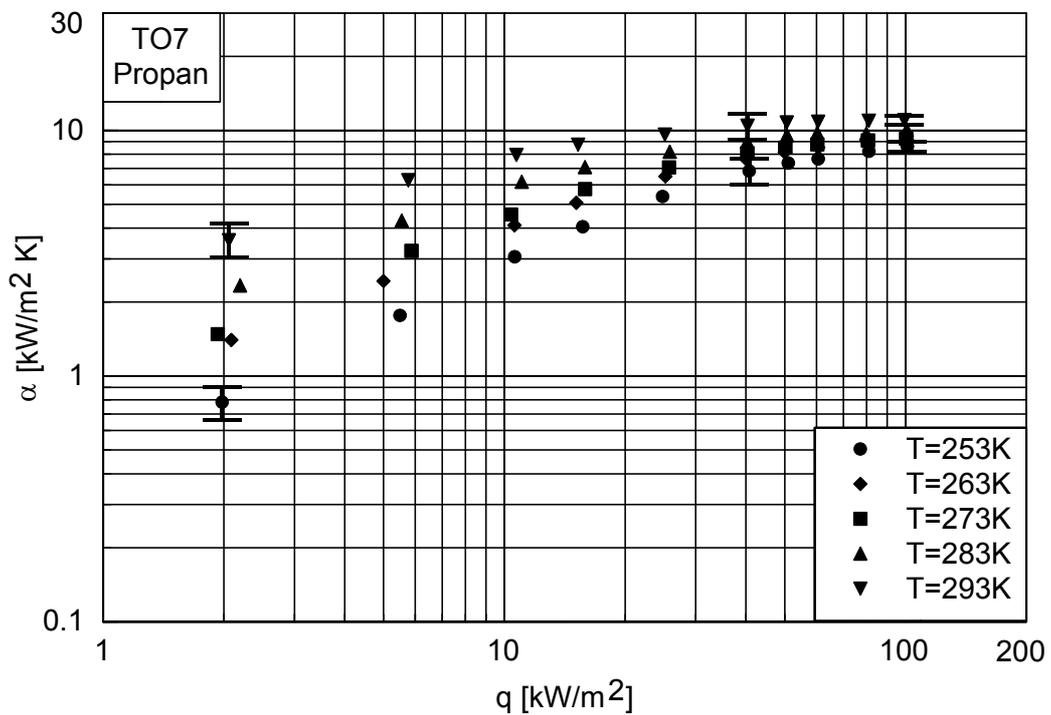


Abbildung 6.13 Oberfläche TO7, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 253 K bis 293 K

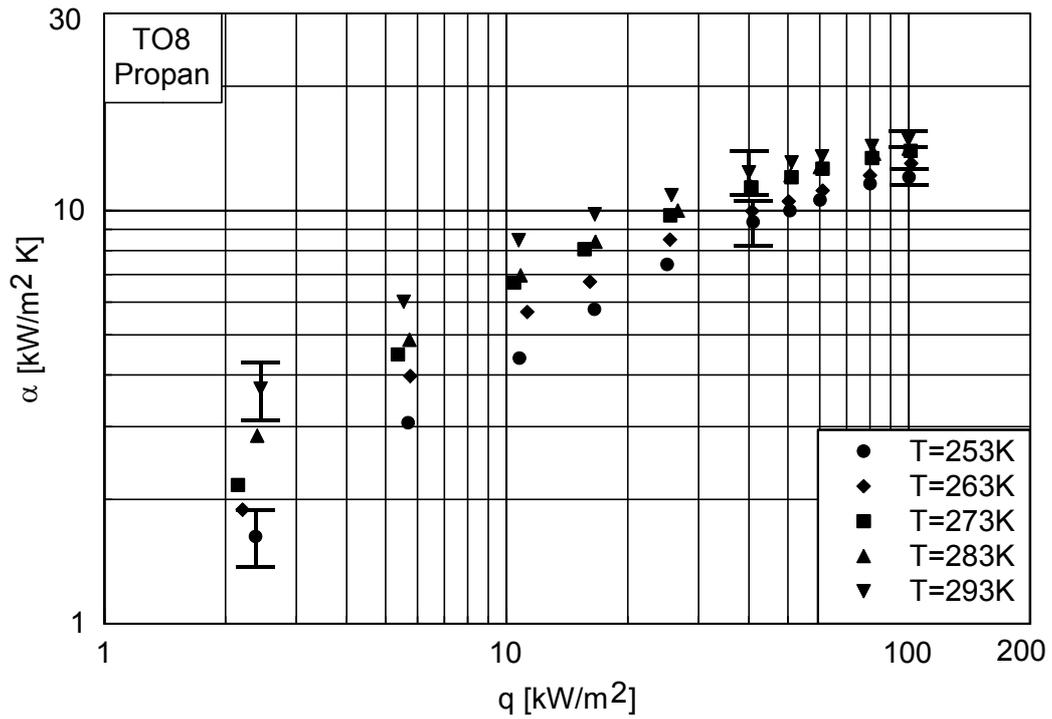


Abbildung 6.14 Oberfläche TO8, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 253 K bis 293 K

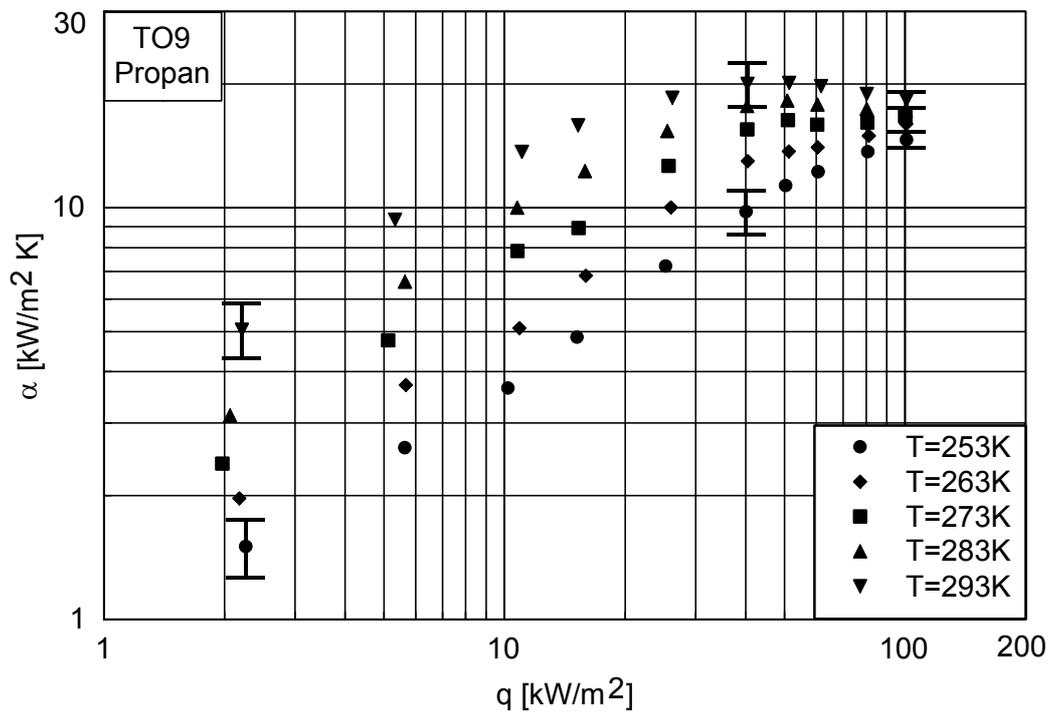


Abbildung 6.15 Oberfläche TO9, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperaturen von 253 K bis 293 K

Die Oberfläche TO6 (Abb. 6.12) zeigt Verbesserungen der Wärmeübertragung um den Faktor 2.5 für geringe Wärmestromdichten und bis zum Faktor 1.8 für hohe Wärmestromdichten, wobei Wärmeübergangskoeffizienten bis $19 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ermittelt wurden.

Für kleine Wärmestromdichten zeigt die Oberfläche TO7 (Abb. 6.13) ebenfalls Verbesserungen um den Faktor 2.5, allerdings gehen die Verbesserungen mit steigender Wärmestromdichte stärker zurück, und bei Wärmestromdichten im Bereich von 100 kW/m^2 ist keine Verbesserung der Wärmeübertragung mehr feststellbar. Der maximale Wärmeübergangskoeffizient beträgt 11 kW/m^2 bei der höchsten untersuchten Wärmestromdichte, dies entspricht dem Wert der glatten Oberfläche.

Bei der Oberfläche TO8 (Abb. 6.14) ist bei geringen Wärmestromdichten der Verbesserungsfaktor mit einem Wert von 2 kleiner als bei den anderen Oberflächen, aber die Steigung der Wärmeübergangskoeffizienten ist deutlich höher. Dadurch werden auch bei hohen Wärmestromdichten noch Wärmeübergangskoeffizienten von 16 kW/m^2 erreicht, was einer Verbesserung um den Faktor 1.5 entspricht.

Mit der Oberfläche TO9 (Abb. 6.15) wurden die besten Ergebnisse erzielt. Die Wärmeübergangskoeffizienten zeigen schon bei geringen Wärmestromdichten von 2 kW/m^2 Werte zwischen $1.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ und $5 \text{ kW/m}^2\text{K}$. Die Wärmeübergangskoeffizienten bei einer Sättigungstemperatur von 293 K erreichen Werte bis $20 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bei einer Wärmestromdichte von 40 kW/m^2 , danach nehmen sie wieder leicht ab. Selbst für geringere Sättigungstemperaturen werden noch Wärmeübergangskoeffizienten deutlich über $10 \text{ kW/m}^2\text{K}$ erreicht. Verbesserungsfaktoren größer als 3 sind für diese Oberfläche bei geringen Wärmestromdichten bis 20 kW/m^2 erreichbar.

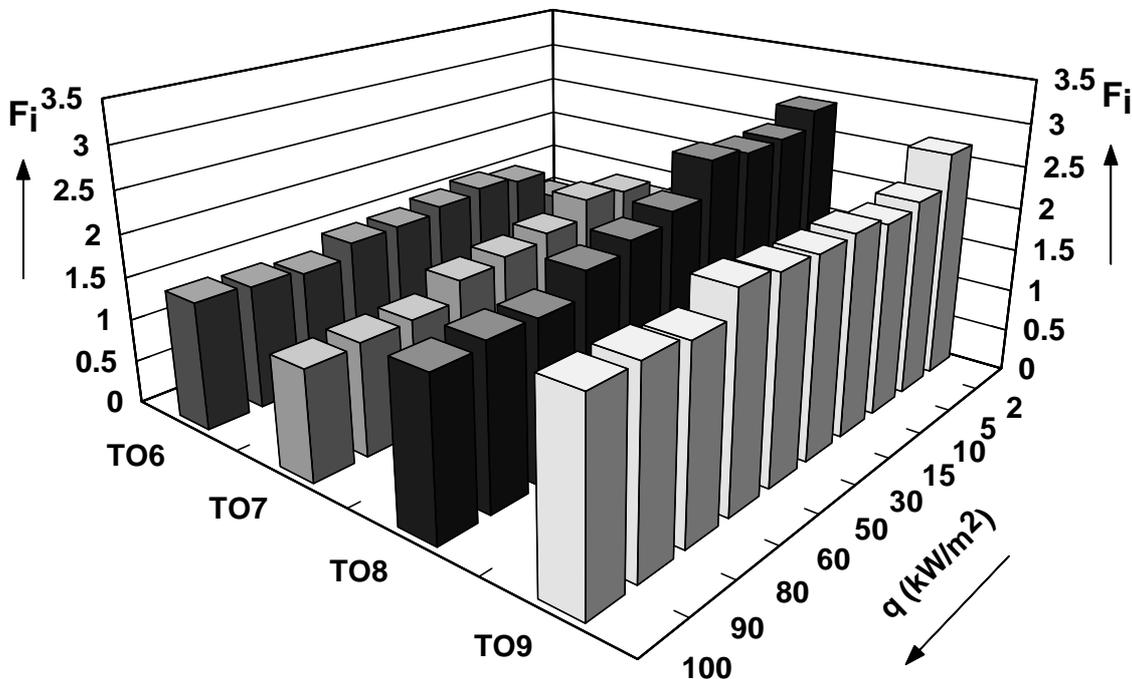


Abbildung 6.16 Verbesserungsfaktoren F_i der untersuchten Kohlenstoffstahlrohre, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur $T = 253 \text{ K}$

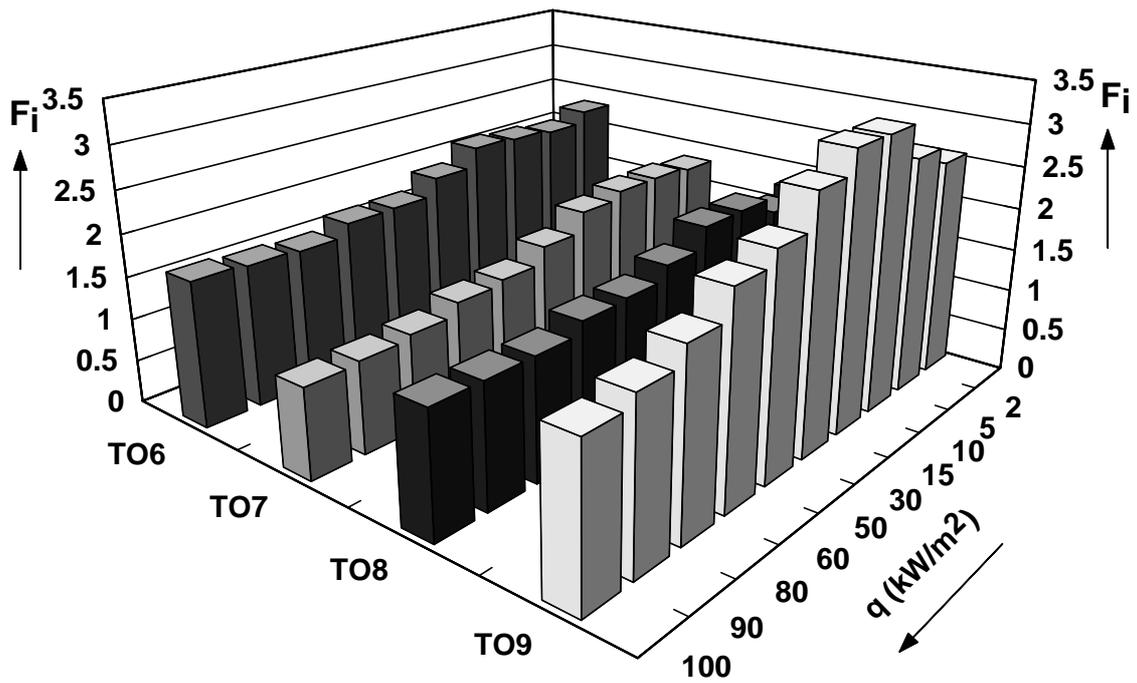


Abbildung 6.17 Verbesserungsfaktoren F_i der untersuchten Kohlenstoffstahlrohre, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur $T = 293$ K

Die Abbildungen 6.16 und 6.17 zeigen die Verbesserungsfaktoren F_i für die untersuchten Kohlenstoffstahlrohre bei den tiefsten und höchsten Sättigungstemperaturen von 253 K und 293 K. Die Verbesserungsfaktoren für alle untersuchten Sättigungstemperaturen sind in **Anhang A** dargestellt.

6.2 Ergebnisse mit dem Arbeitsmittel n-Pentan

Untersuchungen mit dem Arbeitsmittel n-Pentan wurden mit Glattrohren aus Kupfer, Kupfer-Nickel und Edelstahl, den Rippenrohren GEWA-K und GEWA-T, sowie den Rohren mit hinter-schnittenen Oberflächen TO1 bis TO5 durchgeführt.

6.2.1 Glattrohre

Die Ergebnisse der Glattrohre (Abbildungen 6.18 bis 6.20), speziell der aus Kupfer-Nickel Legierung gefertigten, dienen als Referenz. Die Glattrohre zeigen die erwarteten Ergebnisse: für geringe Wärmestromdichten bis ca. 5 kW/m^2 eine geringe Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte (Bereich Konvektion und stilles Sieden) und für höhere Wärmestromdichten stetiger Anstieg der Wärmeübergangskoeffizienten.

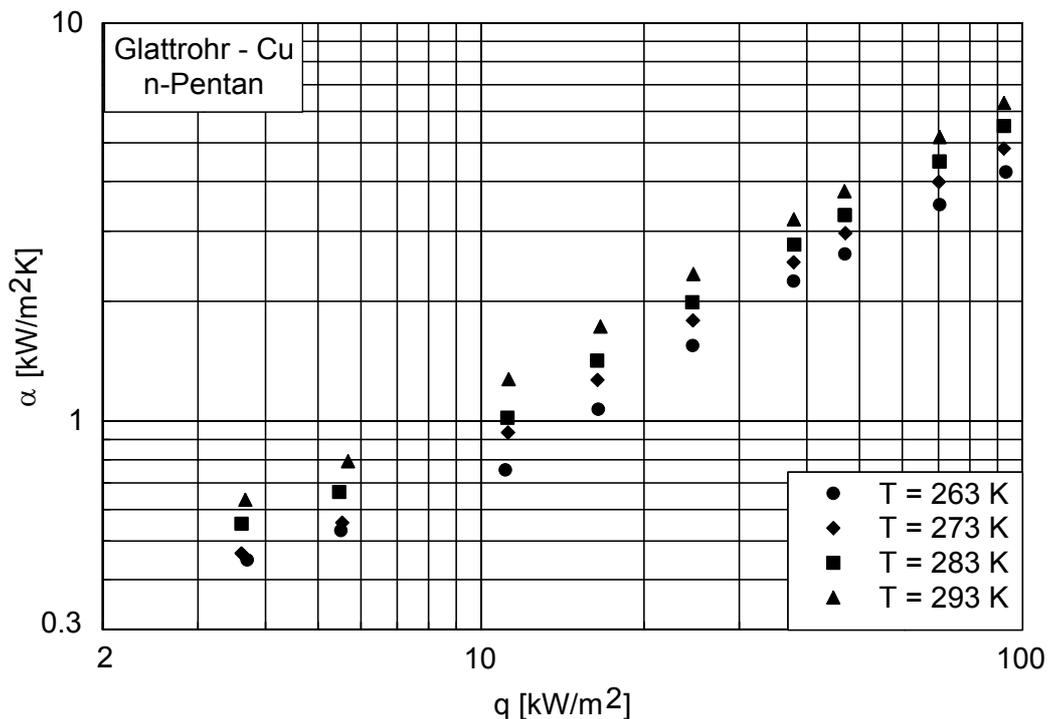


Abbildung 6.18 Cu - Glattrohr, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Die glatte Oberfläche aus Kupfer (Abb. 6.18) weist Wärmeübergangskoeffizienten von $0.45 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bis $6.2 \text{ kW/m}^2\text{K}$ auf bei Wärmestromdichten zwischen 3.7 kW/m^2 und 93 kW/m^2 . Mit dem Kupfer-Nickel-Glattrohr (Abb. 6.19) erreicht man Wärmeübergangskoeffizienten von $0.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bis $7 \text{ kW/m}^2\text{K}$. Schlechter fallen die Ergebnisse des Edelstahlrohrs aus (Abb. 6.20), mit dem Wärmeübergangskoeffizienten zwischen $0.45 \text{ kW/m}^2\text{K}$ und $3.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ erreicht wurden.

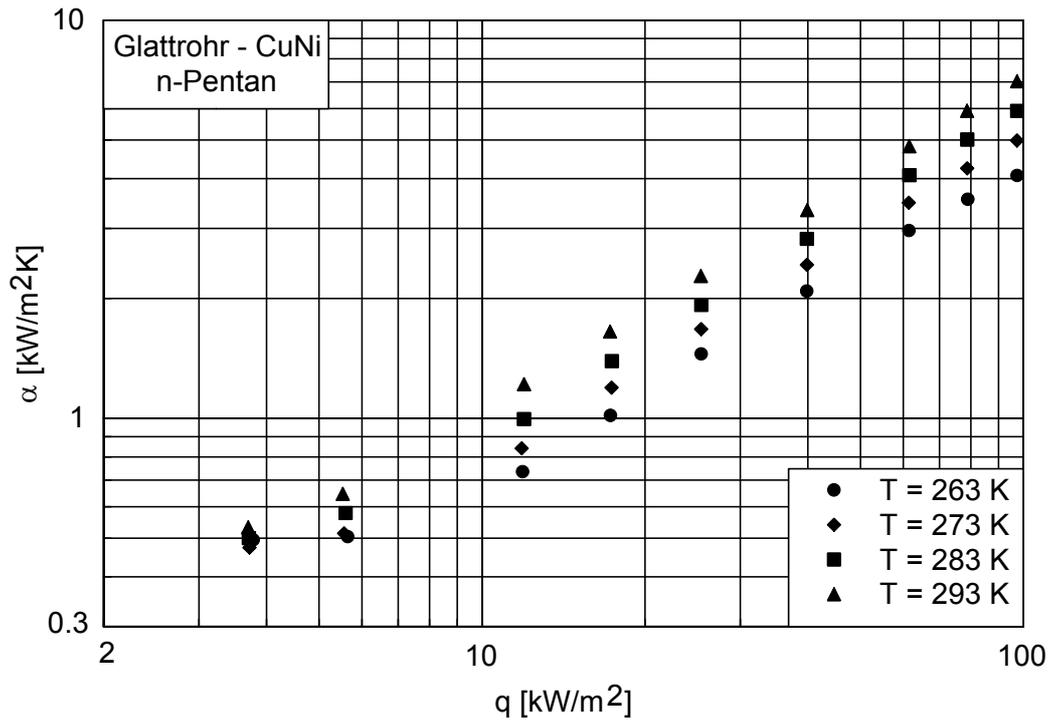


Abbildung 6.19 CuNi - Glattrohr, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

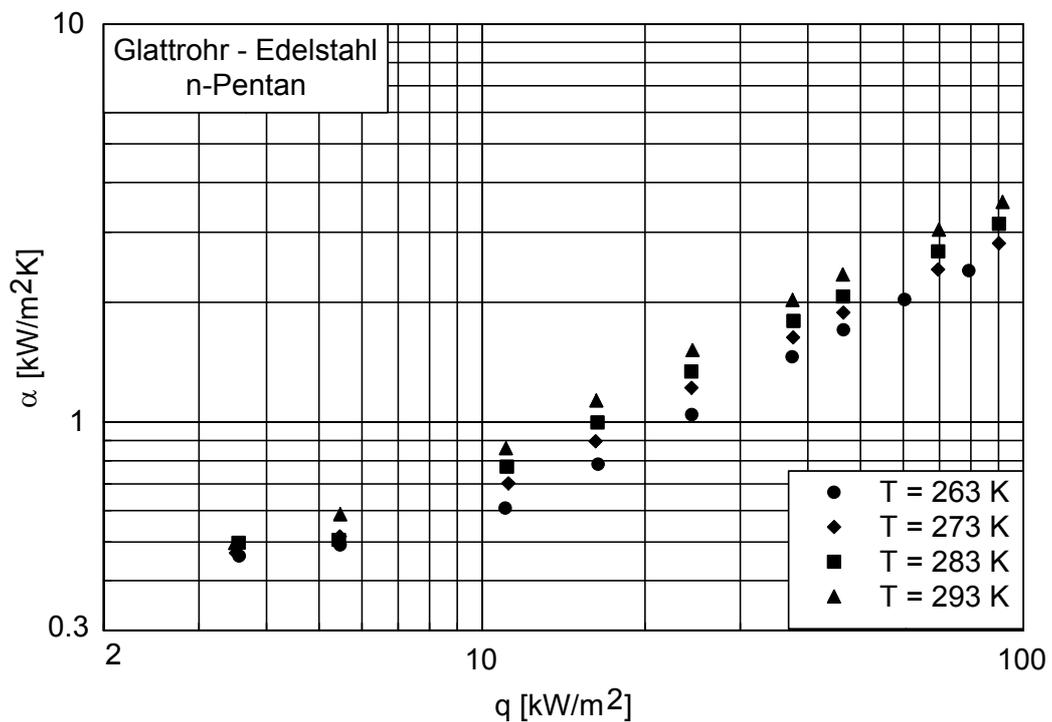


Abbildung 6.20 Edelstahl - Glattrohr, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

6.2.2 Rippenrohre

Beim GEWA-K-Rohr (CuNi) liegen die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 0.8 und 0.9 $\text{kW/m}^2\text{K}$ und zwischen 4.9 und 6 $\text{kW/m}^2\text{K}$ bei Wärmestromdichten von 3.7 kW/m^2 bis 97 kW/m^2 . Die Verbesserung der Wärmeübertragung im Vergleich zur Referenzoberfläche liegt für kleine Wärmestromdichten bei einem Faktor von 2. Mit steigenden Wärmestromdichten verringert sich dieser Verbesserungsfaktor, bei 100 kW/m^2 ist bei der Sättigungstemperatur von 293 K keine Verbesserung mehr feststellbar, bei der niedrigsten Temperatur von 263 K ist noch eine geringe Verbesserung um 25% zu erkennen (Abb. 6.21).

Die GEWA-T-Oberfläche (CuNi) besitzt bei niedrigen Wärmestromdichten Wärmeübergangskoeffizienten von 0.5 $\text{kW/m}^2\text{K}$, welche bei höheren Wärmestromdichten bis auf Werte von 5 $\text{kW/m}^2\text{K}$ bis 7 $\text{kW/m}^2\text{K}$ ansteigen. Daraus ergeben sich für niedrige Wärmestromdichten nur geringe Verbesserungen der Wärmeübertragung bis ca. 20%, für hohe Wärmestromdichten und geringe Sättigungstemperaturen sind die Ergebnisse etwas besser, und es werden Verbesserungsfaktoren bis zu 1.5 erreicht (Abb. 6.22).

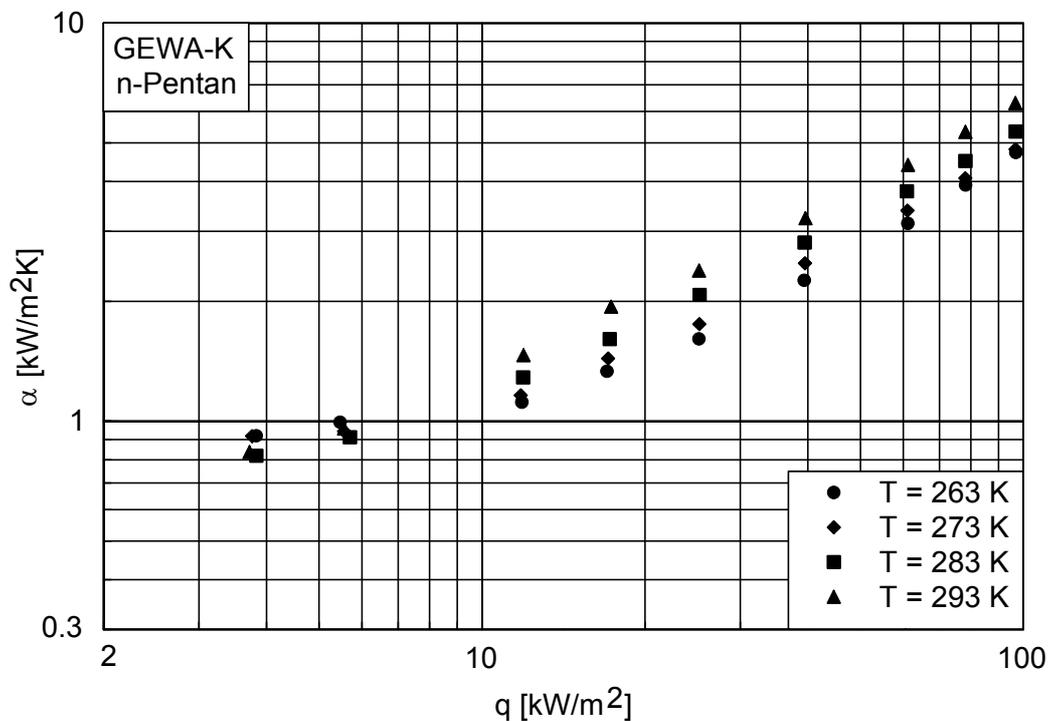


Abbildung 6.21 GEWA-K-Rohr, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

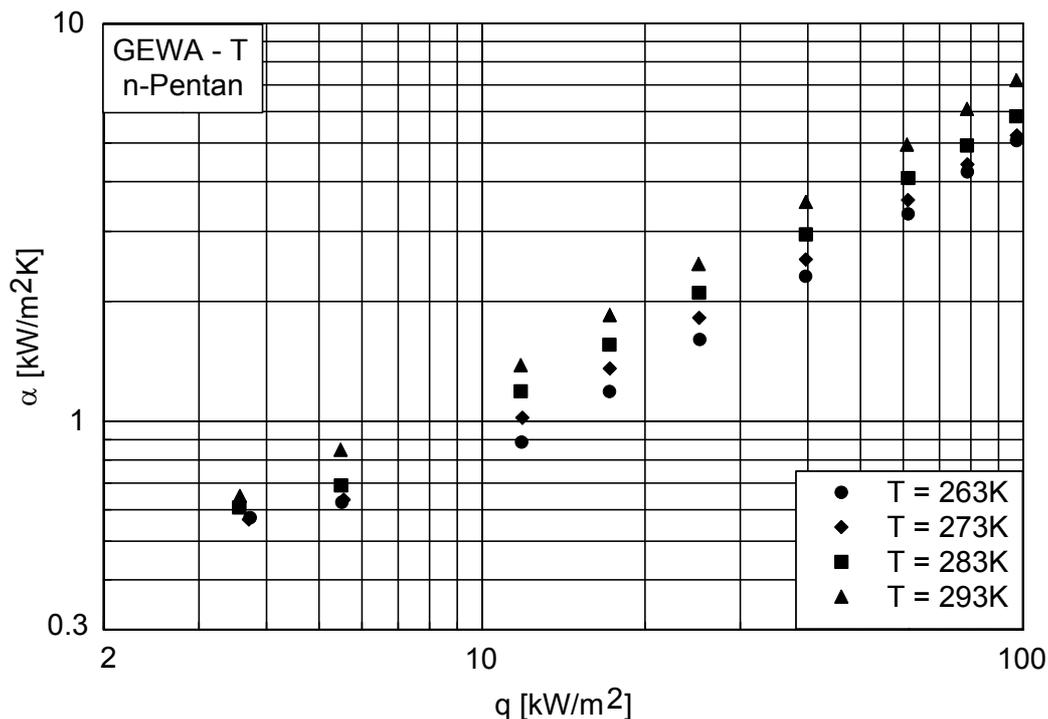


Abbildung 6.22 GEWA-T-Rohr, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

6.2.3 Rohre mit Oberflächen aus hinterschnittenen Strukturen

Die verbesserten Rohre mit hinterschnittenen Oberflächen TO1 bis TO5 bestanden aus Kupfer-Nickel, die mit hinterschnittenen Oberflächen TO6 bis TO7 aus Kohlenstoffstahl St35.8. Letztere wurden im Rahmen der zweiten Versuchsreihe eingesetzt und sind nicht mit n-Pentan untersucht worden.

Die Oberfläche TO1 (Abb. 6.23) zeigt bei Wärmestromdichten von 2.6 kW/m² bis 96 kW/m² Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 1.5 kW/m²K und 13 kW/m²K. Es ist eine Abnahme der Steigung der Wärmeübergangskoeffizienten für höhere Wärmestromdichten erkennbar, wenn auch nicht in dem Maße, wie beim Arbeitsmittel Propan. Weiterhin zeigen die Wärmeübergangskoeffizienten der Oberfläche TO1 eine deutliche Abhängigkeit vom eingestellten Sättigungsdruck. Dieses Verhalten wurde nur für die Rohre TO1 bis TO3 beobachtet (Abb. 6.23 bis 6.25). Für die Oberflächen TO4 und TO5 (Abb. 6.26 und 6.27) war eine Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten vom Sättigungsdruck nicht nachzuweisen. Die Versuche mit diesen beiden Oberflächen wurden bis zu dreimal wiederholt; es ergaben sich immer wieder dieselben Ergebnisse. Eine überzeugende Erklärung für dieses ungewöhnliche Verhalten konnte nicht gefunden werden.

Die Abbildung 6.24 zeigt die Ergebnisse der Oberfläche TO2, mit welcher Wärmeübergangskoeffizienten von 1.1 kW/m²K bis 9 kW/m²K erreicht wurden, bei Wärmestromdichten von 2.4 kW/m² bis 97 kW/m².

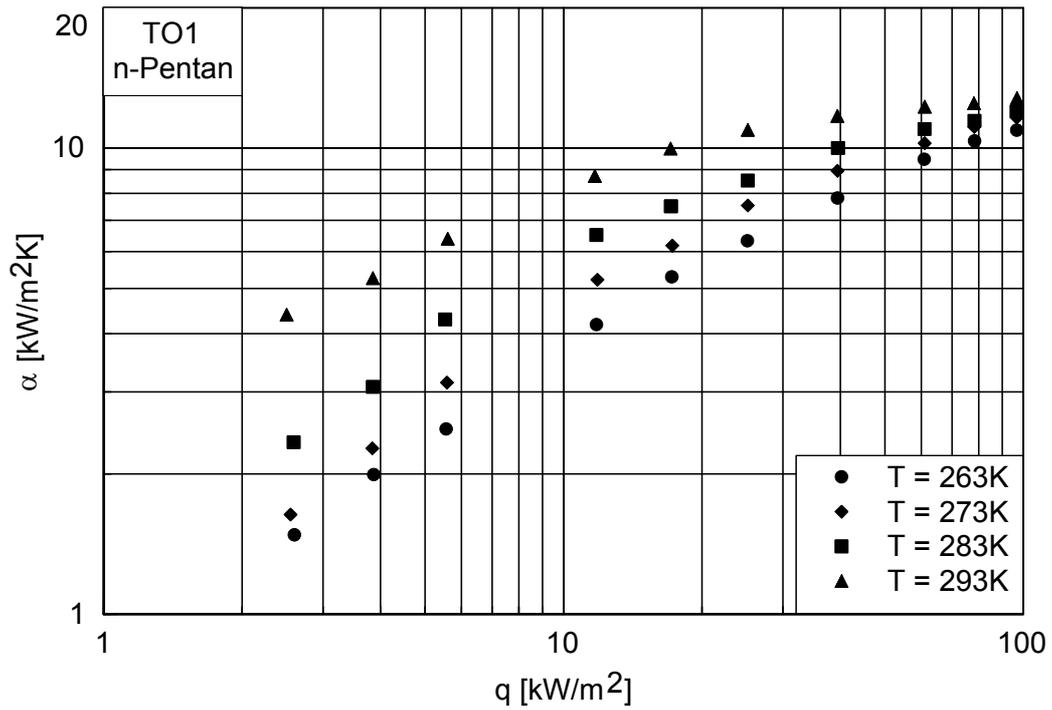


Abbildung 6.23 Oberfläche TO1, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

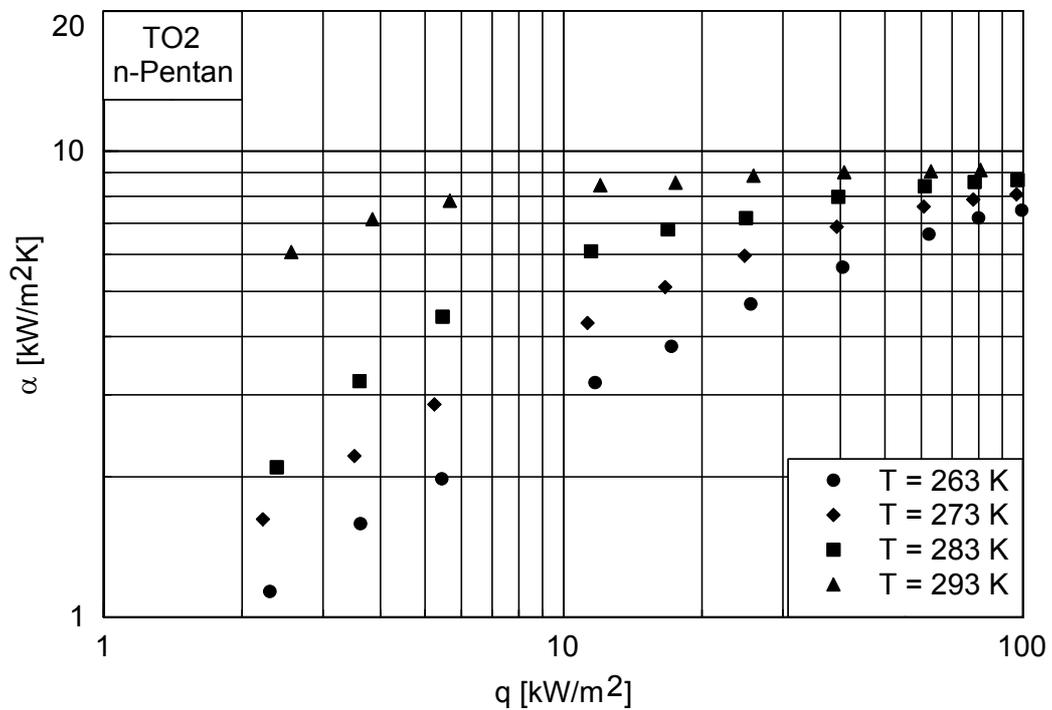


Abbildung 6.24 Oberfläche TO2, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

Die Ergebnisse der Oberfläche TO3 sind in Abbildung 6.25 dargestellt. Die Wärmeübergangskoeffizienten liegen zwischen $1.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ und $12 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bei Wärmestromdichten von 2.6 kW/m^2 bis 97 kW/m^2 .

Die Wärmeübergangskoeffizienten der Oberfläche TO4 (Abb. 6.26) liegen im Bereich von $0.6 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bis $18 \text{ kW/m}^2\text{K}$ für Wärmestromdichten zwischen 2.7 kW/m^2 und 96.5 kW/m^2 . Die Ergebnisse liegen für alle untersuchten Sättigungstemperaturen sehr eng zusammen, eine Abhängigkeit der Wärmeübergangskoeffizienten vom reduzierten Druck konnte nicht belegt werden.

Dieses untypische Verhalten trat auch bei der Oberfläche TO5 auf (Abb. 6.27). Die Wärmeübergangskoeffizienten liegen hier im Bereich von $0.6 \text{ kW/m}^2\text{K}$ bis $11 \text{ kW/m}^2\text{K}$.

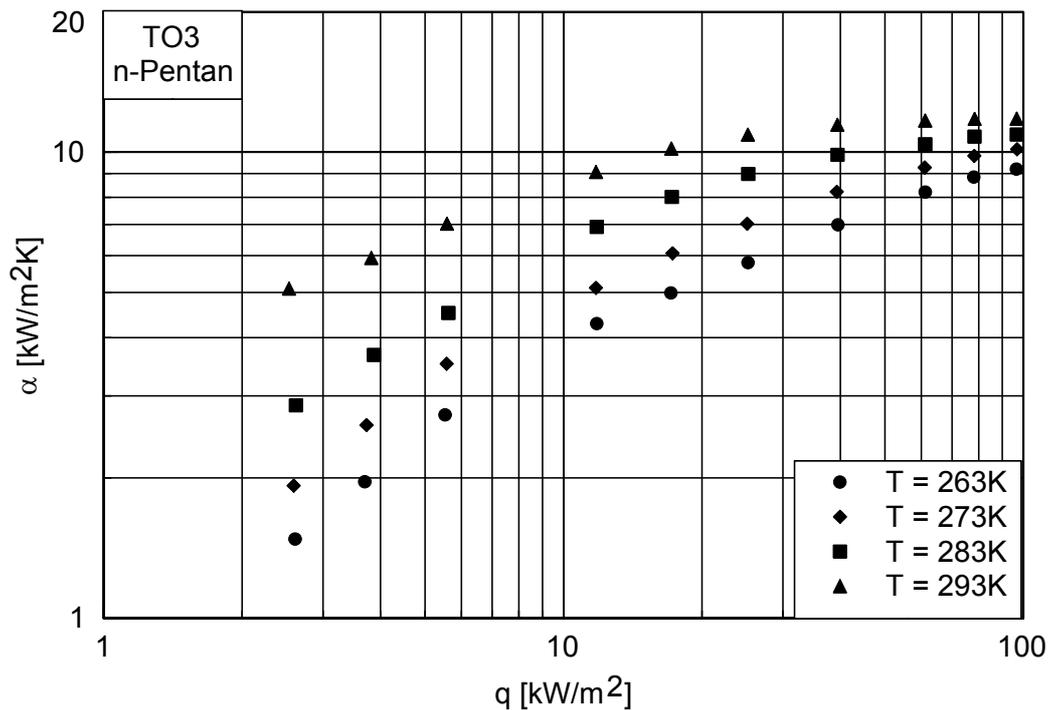


Abbildung 6.25 Oberfläche TO3, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

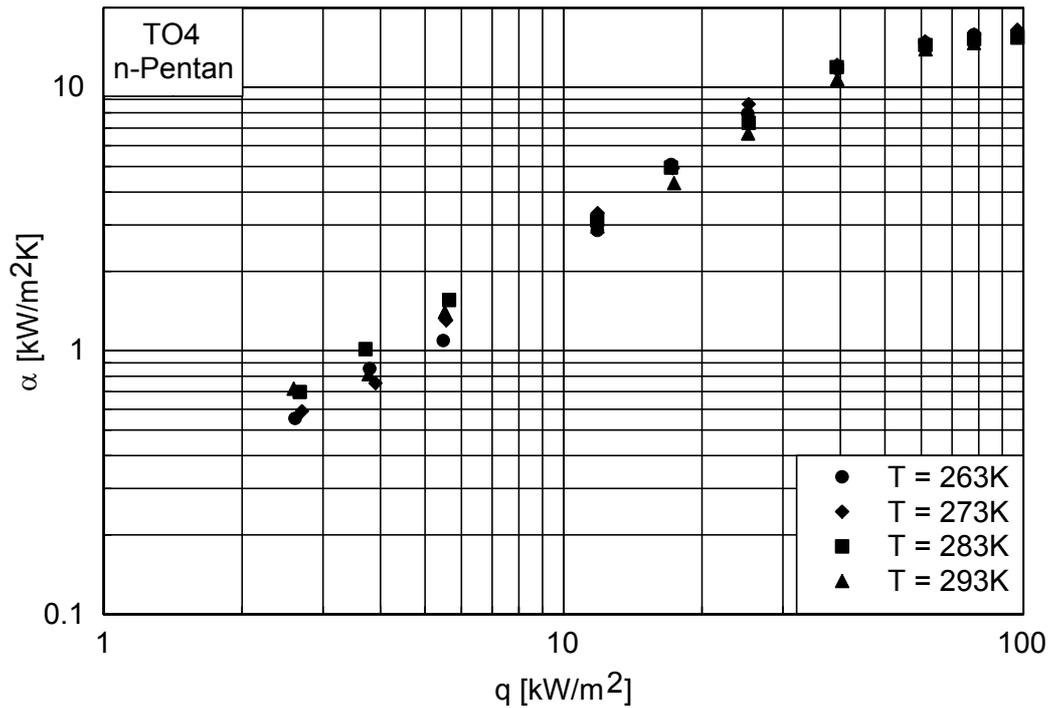


Abbildung 6.26 Oberfläche TO4, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

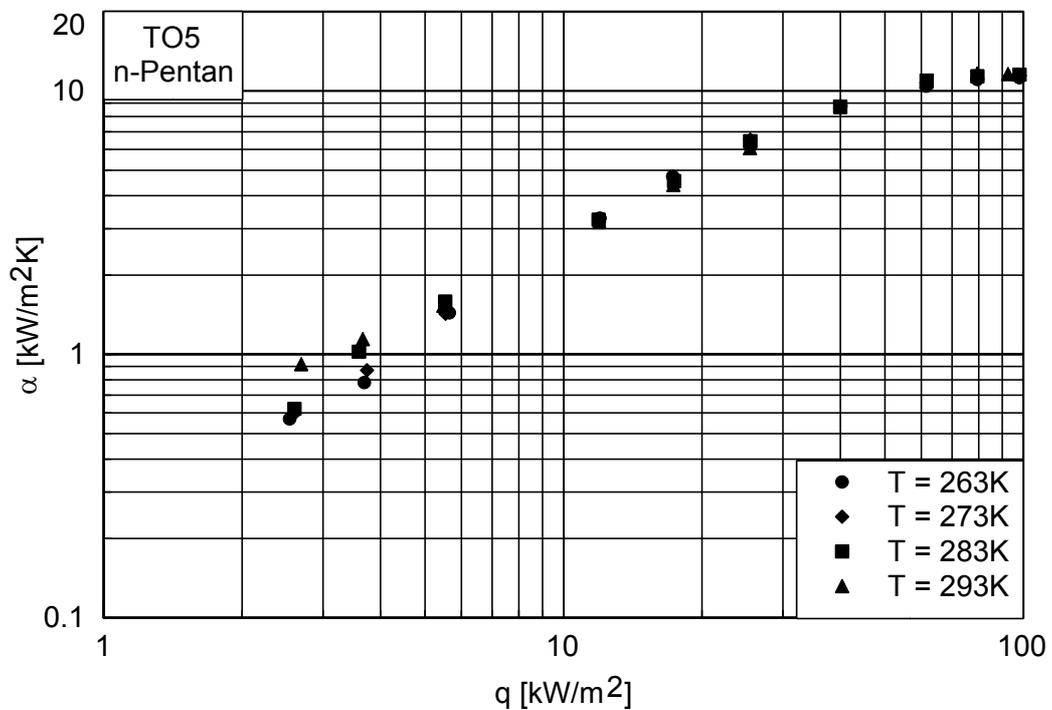


Abbildung 6.27 Oberfläche TO5, Arbeitsmittel n-Pentan, Sättigungstemperaturen von 263 K bis 293 K

6.3 Vergleich der Ergebnisse Propan/n-Pentan

Zum Vergleich der mit den Wärmeträgern Propan und n-Pentan erzielten Ergebnisse ist die Verbesserung der Wärmeübertragung der Oberflächen TO1 bis TO5, gegenüber den Wärmeübergangskoeffizienten eines glatten Referenzrohres, in den Tabellen 6.3 und 6.4 dargestellt. Der angegebene Bereich bezieht sich auf die Verbesserungsfaktoren für die Sättigungstemperaturen von $T = 263 \text{ K}$ und $T = 293 \text{ K}$.

Tabelle 6.3 Verbesserungsfaktoren der Oberflächen TO1 - TO5 bei Verwendung des Arbeitsmittels Propan

Oberfläche	Wärmestromdichte $q \text{ [kW/m}^2\text{]}$				
	4	10	20	30	100
TO1	3.3 - 2.3	2.5 - 1.8	2 - 1.3	1.5 - 1.05	0.8
TO2	2.4 - 3	2 - 2.2	1.6 - 1.5	1.5 - 1	0.8
TO3	2.5 - 3.3	2 - 2.6	1.7 - 1.6	1.5 - 1.3	0.8
TO4	1.6 - 7	1.5 - 5	1.8 - 3.3	1.8 - 2.6	0.7 - 0.9
TO5	2.2 - 4.3	2 - 2.8	1.9 - 2.4	1.5 - 1.9	1

Tabelle 6.4 Verbesserungsfaktoren der Oberflächen TO1 - TO5 bei Verwendung des Arbeitsmittels n-Pentan

Oberfläche	Wärmestromdichte $q \text{ [kW/m}^2\text{]}$				
	4	10	20	30	100
TO1	4 - 10	6 - 7	4.5 - 5.5	4.3 - 4.4	3 - 2
TO2	3.2 - 14	4.4 - 8	3.3 - 4.8	3.3 - 3.5	1.9 - 1.3
TO3	5 - 12	4.3 - 8.8	4.3 - 5.7	3.8 - 4.4	2.3 - 1.7
TO4	1.6 - 2	4 - 2.5	5.4 - 2.8	6 - 3.2	2 - 4
TO5	1.6 - 2.4	4.5 - 2.6	3.5 - 2.7	4.3 - 2.8	3 - 1.7

Die Verbesserung der Wärmeübertragung bei Verwendung des Wärmeträgers n-Pentan ist relativ höher, obwohl die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten beim Sieden in Propan immer höher sind als die von n-Pentan. Dies liegt an den niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten, welche beim Sieden von n-Pentan an der glatten Referenzoberfläche (Abb.6.19) gemessen wurden.

Weiterhin zeigt sich, dass bei Propan und n-Pentan mit der Oberfläche TO4 bzw. TO3 die besten Ergebnisse erreicht werden können, zumindest im Bereich der Wärmestromdichten von 20 kW/m^2 bis 40 kW/m^2 , welche von Interesse für den industriellen Einsatz sind. Für geringere Wärmestromdichten unter 10 kW/m^2 sind die Oberflächen TO5 (Propan) sowie TO1, TO2 (n-Pentan) praktisch genauso gut.

6.4 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit Korrelationen aus der Literatur

Für Glatt- und Rippenrohre sind verschiedene empirische Korrelationen zur Beschreibung der Wärmeübertragung bekannt (siehe Kapitel 4.6.1 und 4.6.2). Einige der am häufigsten verwendeten Korrelationen werden zum Vergleich mit den in dieser Arbeit erzielten experimentellen Ergebnissen herangezogen.

6.4.1 Glattrohre

Zur theoretischen Beschreibung der Wärmeübertragung von glatten Oberflächen werden die Korrelationen von Stephan & Abdelsalam (1980), Cooper (1982) und Gorenflo (1997) verwendet.

Stephan & Abdelsalam (1980) veröffentlichten eine auf einer Dimensionsanalyse basierenden Korrelation

$$\frac{\alpha d}{\lambda_f} = 0.0546 \left(\left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.5} \frac{q d_0}{\lambda_f T_S} \right)^{0.67} \left(\frac{\rho_f \& \rho_g}{\rho_f} \right)^{4.33} \left(\frac{\Delta h_{fg} d_0^2}{a_f^2} \right)^{0.248} \quad (6.2)$$

und eine für den praktischen Einsatz vorgeschlagene vereinfachte Form

$$\alpha = C q^{0.67} R_p^{0.133} \quad (6.3)$$

Der druck-, bzw. temperaturabhängige Faktor C wurde in grafischer Form für einige Arbeitsmittel angegeben (Abb. 6.28).

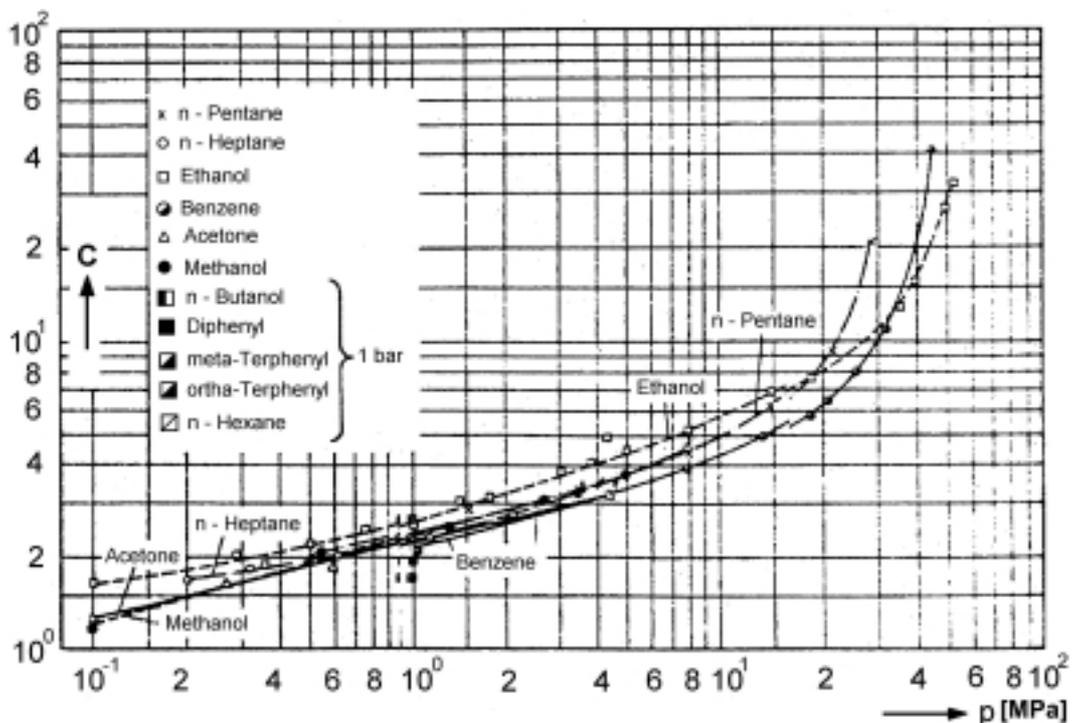


Abbildung 6.28 Grafische Darstellung des Faktors C nach Stephan und Abdelsalam (1980)

Da für das Arbeitsmittel Propan keine Angaben vorliegen, wurde der Faktor C durch Abgleich der Ergebnisse der beiden Formulierungen, unter Berücksichtigung der thermophysikalischen Eigenschaften von Propan, ermittelt (Tabelle 6.5).

Tabelle 6.5 Faktor C für Gleichung 6.3, Arbeitsmittel Propan

Sättigungsdruck [MPa]	0.244	0.345	0.474	0.636	0.836
Faktor C	3.65	4.05	4.45	4.9	5.5

Die Korrelation von Cooper (1982) enthält direkt den reduzierten Druck p_r . Für Propan wird $C = 4$ angegeben.

$$\alpha = C q^{0.69} p_r^{0.056} (\& \log_{10} p_r)^{0.7} \quad (6.4)$$

Bei der Korrelation von Gorenflo (1997) wird der zu ermittelnde Wärmeübergangskoeffizient α anhand eines Bezugswert α_0 ermittelt. Für eine Reihe technisch wichtiger Arbeitsmittel, unter anderem auch Propan, wird dieser Bezugswert α_0 für eine Wärmestromdichte von $q = 20 \text{ kW/m}^2$ und einen arithmetischen Mittenrauhwert $R_a = 0,4 \text{ }\mu\text{m}$ im VDI-Wärmeatlas angegeben. Zur Ermittlung der Bezugswerte wurden die Ergebnisse verschiedener Autoren verwendet. Diese Ergebnisse bezogen sich meist auf Untersuchungen mit rohrförmigen Oberflächen aus Kupfer.

Für das Arbeitsmittel Propan wird, unter den oben aufgeführten Randbedingungen, ein Bezugswert $\alpha_0 = 4 \text{ kW/m}^2\text{K}$ angegeben.

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = C_w \left(\frac{q}{q_0} \right)^{n(p_r)} F(p_r) \left(\frac{\lambda \rho c_p}{\lambda_0 \rho_0 c_{p,0}} \right)^{0.25} \quad (6.5)$$

$$n(p_r) = 0.9 \& 0.3 p_r^C$$

$$F(p_r) = 1.2 p_r^{0.27} \% \left(2.5 \% \frac{1}{1 \& p_r} \right) p_r$$

$$C_w = \left(\frac{R_a}{R_{a,0}} \right)^{0.133} \left(\frac{\lambda \rho c_p}{\lambda_0 \rho_0 c_{p,0}} \right)^{0.25}$$

In den Diagrammen 6.29 bis 6.36 sind jeweils die experimentellen und theoretischen Ergebnisse bei der niedrigsten und höchsten Sättigungstemperatur dargestellt. Bei der Ermittlung des Faktors C für Propan wurden die Gl. 6.2 und 6.3 abgeglichen. Daher liefern sie praktisch nicht unterscheidbare Ergebnisse. In der folgenden Diskussion wird daher nur von der Korrelation von Stephan & Abdelsalam die Rede sein.

Die Abbildungen 6.29 und 6.30 zeigen die Ergebnisse für das glatte Kupferrohr bei den Sättigungstemperaturen von 263 K und 293 K. Für die Sättigungstemperatur von 263 K stimmen die

experimentellen Ergebnisse gut den Gleichungen von Stephan & Abdelsalam und Cooper überein, lediglich die Korrelation von Gorenflo weicht mit steigenden Wärmestromdichten etwas zu höheren Wärmeübergangskoeffizienten ab, d.h. der Exponent für die Wärmestromdichte-Abhängigkeit ist etwas zu hoch. Für die Sättigungstemperatur 293 K ist die Steigung der experimentellen Kurve durchweg kleiner. Die Korrelationen von Stephan & Abdelsalam und Cooper ergeben kleinere Werte als die experimentell ermittelten, wobei die Differenzen mit steigenden Wärmestromdichten abnehmen. Die theoretischen Ergebnisse nach Gorenflo liegen im Mittel etwas näher an den experimentellen Werten.

Die Ergebnisse für das aus Kupfer-Nickel hergestellte Glattrohr sind in den Abbildungen 6.29 ($T_s = 263$ K) und 6.30 ($T_s = 293$ K) dargestellt. Für $T_s = 263$ K werden die experimentellen Ergebnisse durch die Korrelationen von Stephan & Abdelsalam und Cooper wieder gut beschrieben, einschließlich der Steigung, während die Ergebnisse nach der Gleichung von Gorenflo fast um den Faktor 2 kleiner sind.

Diese auf den ersten Blick große Differenz erklärt sich durch die Betrachtung des neu in diese Korrelation aufgenommenen Terms zur Beschreibung des Einflusses des Heizwandmaterials auf den Wärmeübergangskoeffizienten (Tabelle 6.6).

Tabelle 6.6 Faktor zur Berücksichtigung des Heizwandmaterials in Gl. 6.5

	Kupfer	Kupfer-Nickel	Edelstahl	Kohlenstoffstahl St35.8
$\left(\frac{\lambda \rho c_p}{\lambda_0 \rho_0 c_{p,0}} \right)^{0.25}$	0.998	0.599	0.461	0.638

Für das Kupfer-Nickelrohr bei $T_s = 293$ K (Abb. 6.30) beschreiben sämtliche Korrelationen die Experimente relativ schlecht. Die experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten liegen immer deutlich höher als die theoretisch ermittelten, die Kurvensteigung ist geringer.

In den Abbildungen 6.33 und 6.34 sind die Ergebnisse für das Referenzrohr aus Edelstahl dargestellt. Bei $T_s = 263$ K (Abb. 6.31) liegen die theoretischen Ergebnisse nach Stephan & Abdelsalam und Cooper immer etwas höher als die experimentellen Ergebnisse, wobei die Differenz mit zunehmender Wärmestromdichte größer wird. Die Korrelation von Gorenflo ergibt für geringe Wärmestromdichten zu kleine Werte, für hohe Wärmestromdichten nähern sich die Ergebnisse an. Ein ähnliches Verhalten zeigt sich für $T_s = 293$ K (Abb. 6.32). Hier ergeben die Korrelationen von Stephan & Abdelsalam sowie Cooper bei kleineren Wärmestromdichten geringere und bei hohen Wärmestromdichten höhere Wärmeübergangskoeffizienten. Gemeinsam ist allen Korrelationen, dass sie sowohl für $T_s = 263$ K als auch $T_s = 293$ K eine deutlich höhere Steigung von α ergeben als die Experimente.

Die Abbildungen 6.35 und 6.36 zeigen Ergebnisse für das Kohlenstoffstahlrohr St35.8 bei $T_s = 253$ K und $T_s = 293$ K. Für $T_s = 253$ K (Abb. 6.35) stimmen die Korrelationen von Stephan & Abdelsalam gut, etwas weniger gut die von Cooper mit den experimentellen Werten überein, wobei die Übereinstimmung bei geringen Wärmestromdichten besser ist. Die Ergebnisse der Gorenflo-Korrelation haben eine umgekehrte Tendenz: bei kleineren Wärmestromdichten treten größere Differenzen auf, bei hohen Wärmestromdichten ist die Übereinstimmung gut.

Bei $T_s = 293$ K (Abb. 6.36) liegen die experimentellen Daten für geringe Wärmestromdichten deutlich über den theoretisch ermittelten. Außerdem hat hier die experimentelle α -Kurve eine erheblich kleinere Steigung.

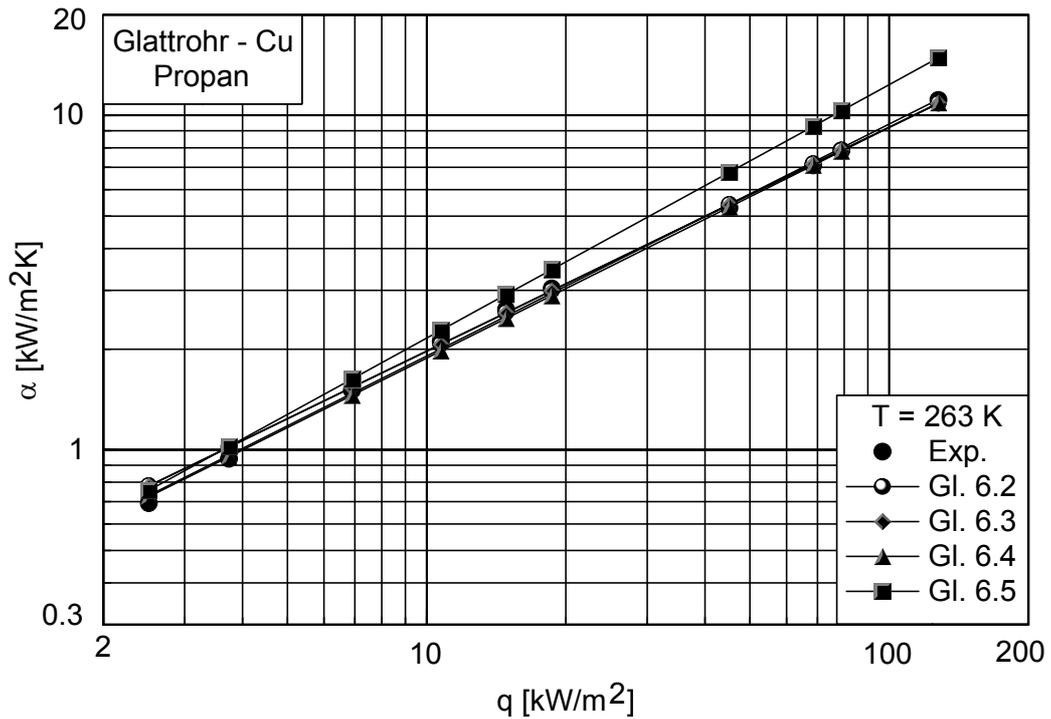


Abbildung 6.29 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr - Kupfer, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 263 K

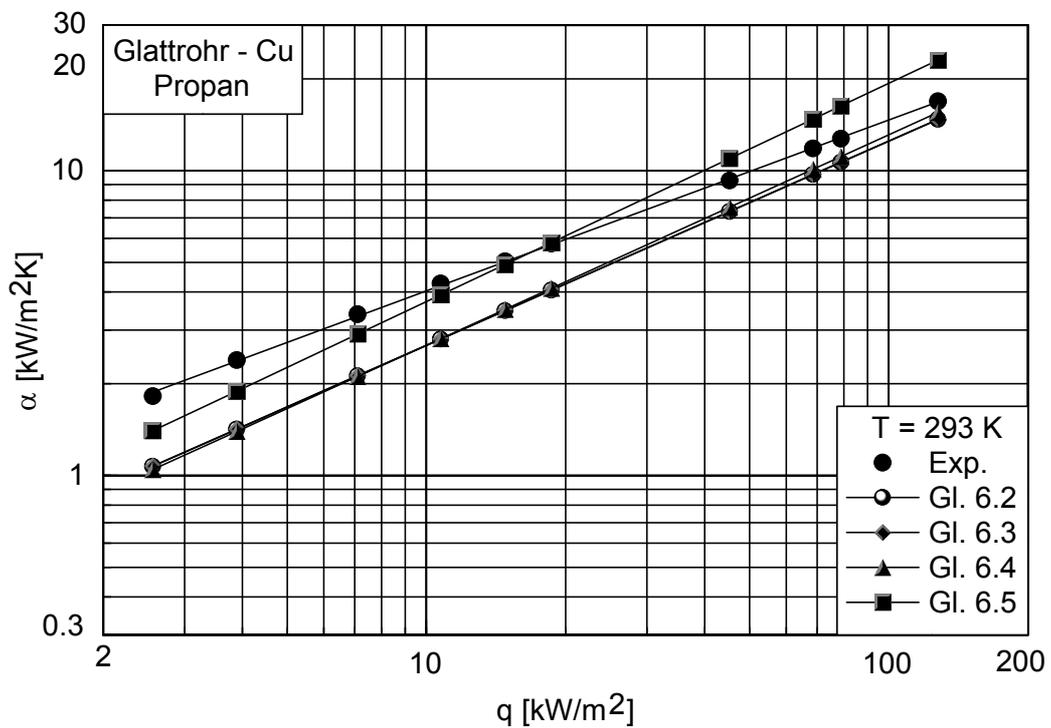


Abbildung 6.30 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr - Kupfer, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 293 K

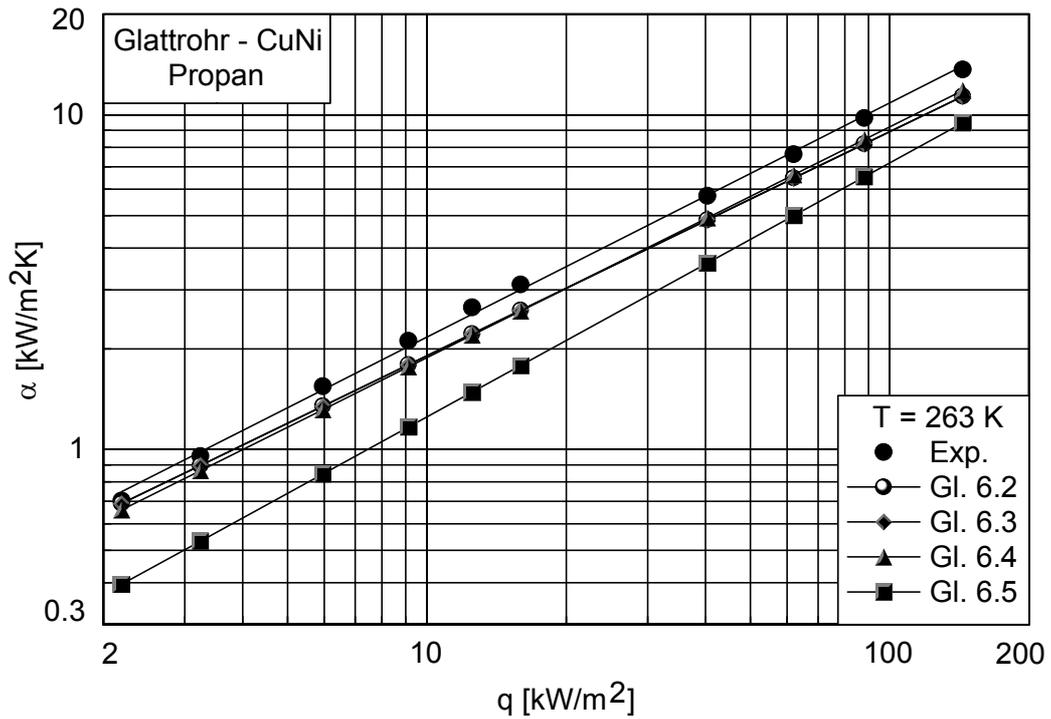


Abbildung 6.31 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr-CuNi, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 263 K

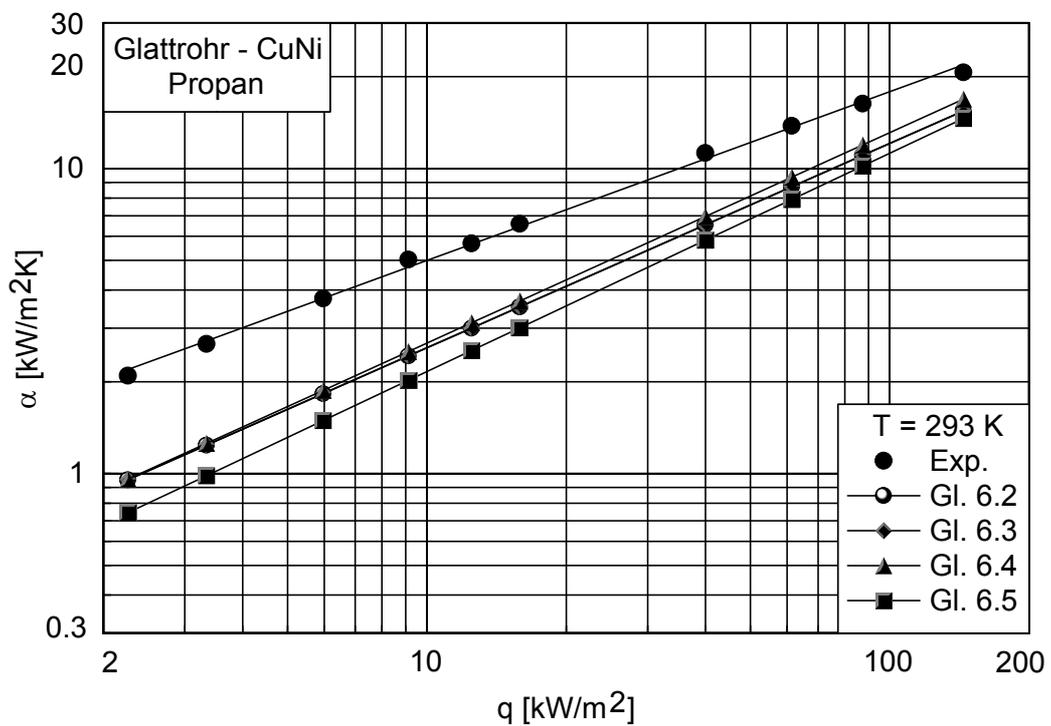


Abbildung 6.32 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr-CuNi, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 293 K

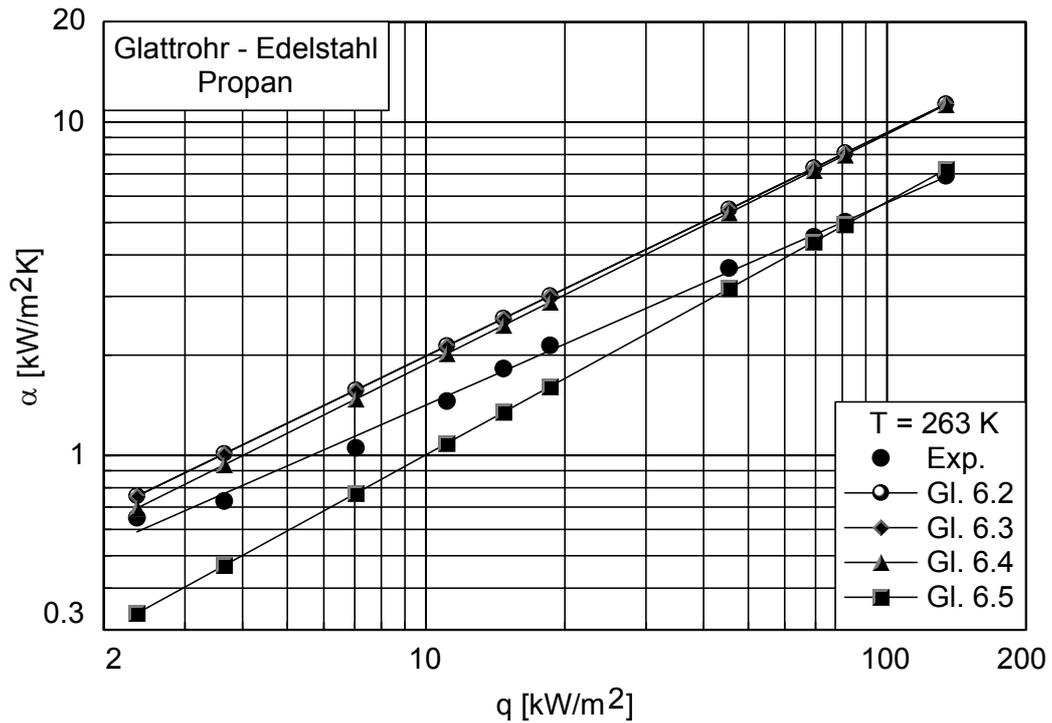


Abbildung 6.33 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr-Edelstahl, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 263 K

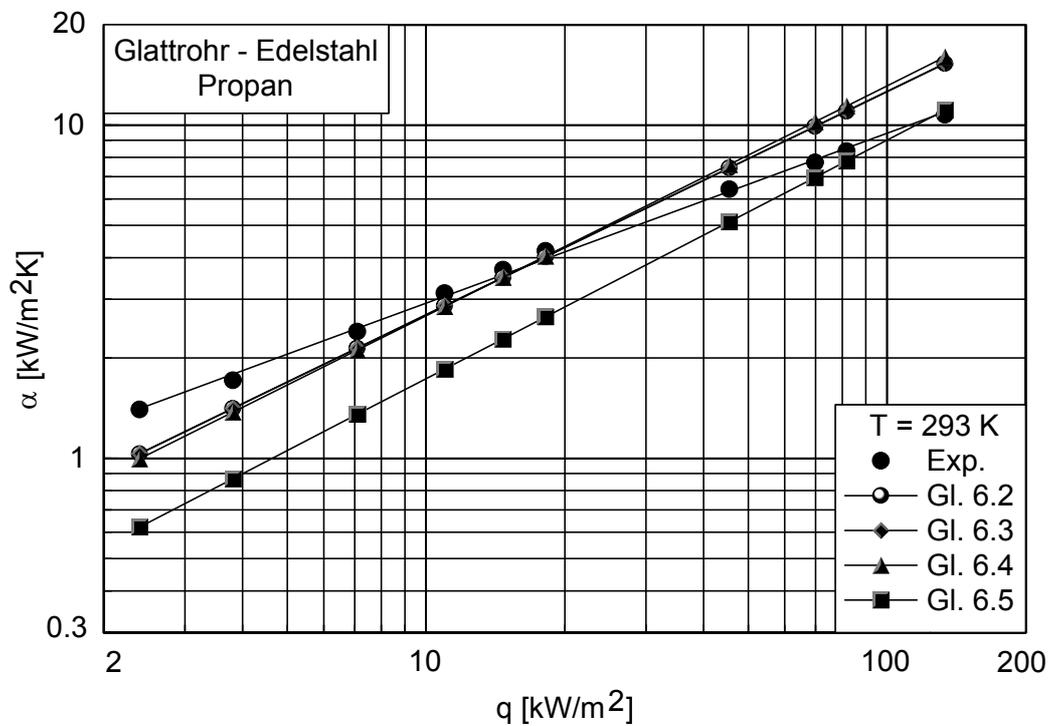


Abbildung 6.34 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr-Edelstahl, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 293 K

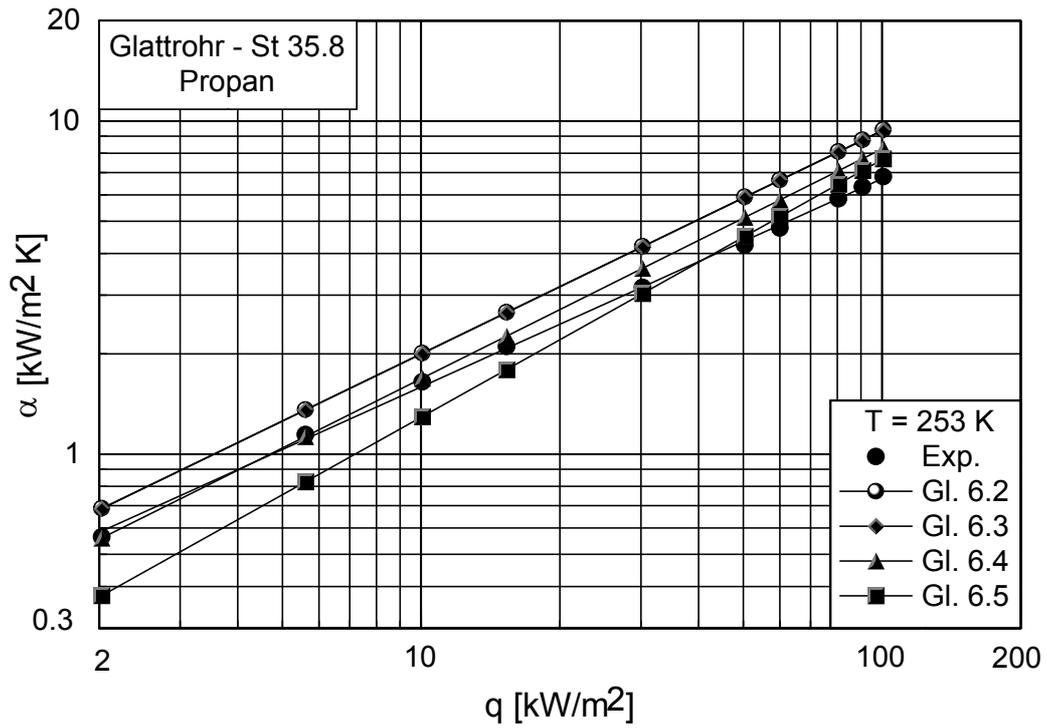


Abbildung 6.35 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr-St35.8, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 253 K

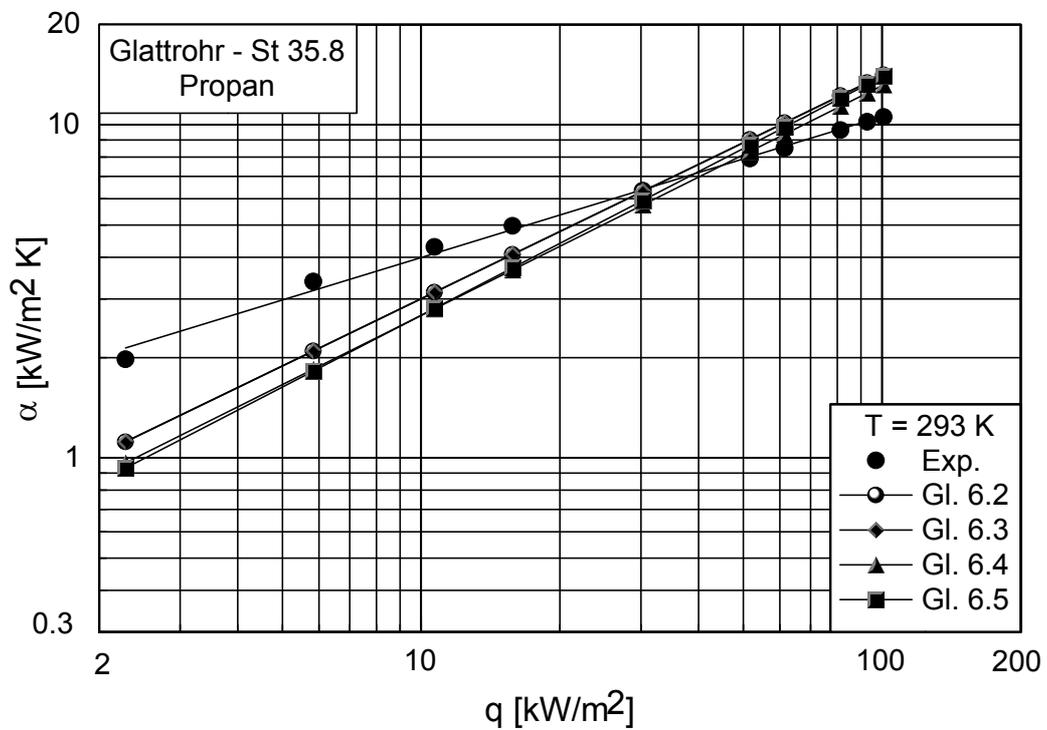


Abbildung 6.36 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, Glattrohr-St35.8, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur T = 293 K

Im Allgemeinen stimmen die experimentellen und theoretischen Werte bei kleinen Sättigungstemperaturen besser überein als bei hohen Sättigungstemperaturen. Für alle Glattrohre gilt, dass die Steigungen der experimentellen α -Kurven kleiner sind als gemäß den Korrelationen. Die Korrelationen liefern trotz ihrer unterschiedlich komplexen Struktur keine wesentlich verschiedenen Ergebnisse liefern und sind zu einer näherungsweisen Beschreibung der Wärmeübertragung geeignet.

6.4.2 Rippenrohre

Zur theoretischen Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden an Rippenrohren werden eine ältere Korrelation von Schroth (1968) und eine neuere, im VDI-Wärmeatlas (1997) beschriebene Korrelation von Gorenflo verwendet.

Die Korrelation von Schroth (1968) basiert auf der früher häufig angewandten Methode, Korrelationen für glatte Oberflächen durch konstante oder geometrieabhängige Faktoren zu erweitern. Die von Schroth vorgeschlagene Gleichung lautet

$$\alpha = 1.25 \alpha_{\text{glatt}} n \sqrt{\frac{h}{t}} \quad (6.6)$$

wobei α_{glatt} der mit einer glatten Vergleichsoberfläche ermittelte Wärmeübergangskoeffizient ist. Der Faktor n beschreibt die Flächenvergrößerung der Oberfläche gegenüber einem Glattrohr mit dem Kerndurchmesser des Rippenrohrs. Die Rippenhöhe und der Rippenabstand sind durch h und t gekennzeichnet. Der von Schroth vorgeschlagene konstante Faktor 1.25 erwies sich zur Beschreibung der experimentellen Ergebnisse mit Propan allerdings als deutlich zu hoch, es wurde statt dessen der Wert 0.2 verwendet.

Die von Gorenflo (1997) für ein Rippenrohr vorgeschlagene Korrelation ist eine Variation der für ein Glattrohr verwendeten Gleichungen. Die Vergrößerung der Wärmeübertragungsoberfläche wird durch den Faktor n berücksichtigt. Nicht berücksichtigt werden allerdings die für die Beschreibung der Oberflächenbeschaffenheit zuständigen Terme, z.B. R_r .

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = \left(\frac{q}{q_0} \right)^{n(p_r/\sqrt{n})} F(p_r/\sqrt{n}) \quad (6.7)$$

$$n(p_r/\sqrt{n}) = n(p_r) \& 0.1 \frac{h}{t}$$

$$F(p_r/\sqrt{n}) = 1.2 \left(\frac{p_r}{\sqrt{n}} \right)^{0.27} \% \left(2.5 \% \left(1 \& \left(\frac{p_r}{\sqrt{n}} \right) \right)^{\& 1} \right) \left(\frac{p_r}{\sqrt{n}} \right)$$

In den Abbildungen 6.37 und 6.38 werden die experimentellen Ergebnisse des Rippenrohrs GEWA-K mit den theoretisch ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten nach Schroth (1968) und Gorenflo (1997) verglichen. Bei einer Sättigungstemperatur von 263 K stimmen die experimentellen und theoretischen Wärmeübergangskoeffizienten über den gesamten Bereich der untersuchten Wärmestromdichten sehr gut überein. Während die modifizierte Korrelation

von Schroth auch für die Sättigungstemperatur von 293 K die experimentellen Ergebnisse gut beschreibt, ergeben sich mit der Gleichung von Gorenflo etwas niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten.

Die momentan wichtigste Korrelation zur Beschreibung der Wärmeübertragung von Rippenrohren ist zweifellos die von Gorenflo (VDI-Wärmeatlas, 1997). Obwohl von einer Korrelation für Glattrohre abgeleitet, berücksichtigt diese Korrelation fast alle wichtigen Parameter eines Rippenrohrs. Lediglich die Oberflächenrauigkeit und das Heizwandmaterial sind nicht beschrieben. Die Oberflächenrauigkeit wird nicht berücksichtigt, da wegen der großen Unterschiede in der Oberflächenstruktur der Rippen Spitzen und der restlichen Rohroberfläche völlig andere Verhältnisse als beim Glattrohr vorliegen. Wobei darauf hingewiesen wird, dass ein großer Teil dieses Einflusses jedoch durch die modifizierte Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Wärmestromdichte und dem Siededruck bereits erfasst sei. Der Einfluss des Heizwandmaterials wurde nun erstmals in der Gleichung 6.5 für Glattrohre berücksichtigt. Durch weitere Untersuchungen sollte geklärt werden, ob die Verwendung desselben oder eines modifizierten Terms in der Korrelation für Rippenrohre sinnvoll ist.

Der Vergleich von experimentellen und theoretischen Ergebnisse zeigt bei niedrigen reduzierten Drücken eher Unterschiede in den Steigungen der Wärmeübergangskoeffizienten, während bei höheren Sättigungstemperaturen die Steigungen gleich sind, aber größere Differenzen der Einzelwerte auftreten.

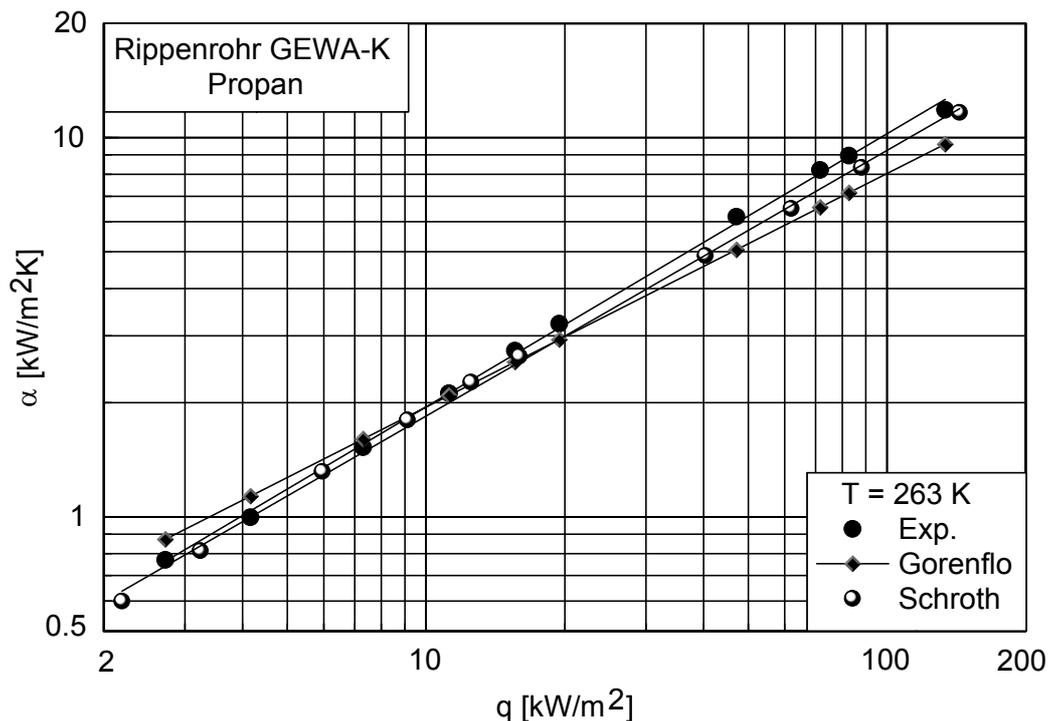


Abbildung 6.37 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, GEWA-K, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur $T = 263$ K

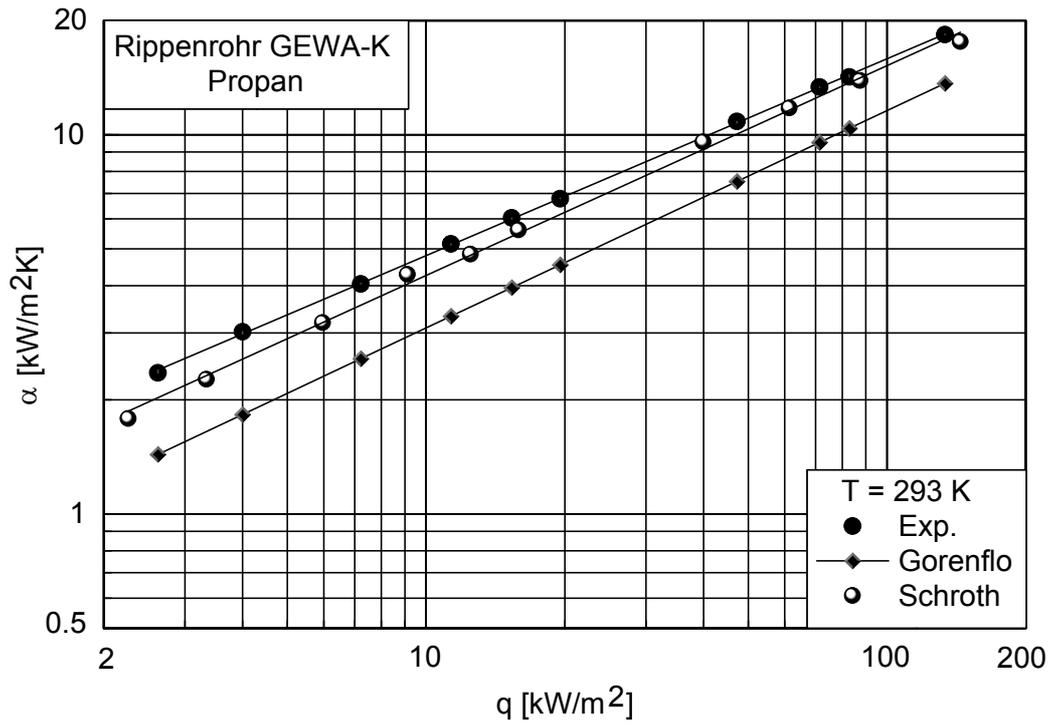


Abbildung 6.38 Vergleich experimenteller und theoretischer Werte, GEWA-K, Arbeitsmittel Propan, Sättigungstemperatur $T = 263$ K

7 VISUALISIERUNGSERGEBNISSE

Bei der Durchführung der zweiten Serie experimenteller Untersuchungen mit den hinterschnittenen Oberflächen (TO6 - TO9) wurde ein Hochgeschwindigkeitsvideosystem zur Visualisierung der Phasenwechselvorgänge an bzw. der Zweiphasenströmung von den Wärmeübertrageroberflächen eingesetzt. Da bei Sättigungstemperaturen von 253 K bis 273 K die Sichtfenster am Versuchstand isoliert wurden, um eine nicht kontrollierbare Wärmezufuhr aus der Umgebung zu verhindern, sind für diese Temperaturen keine Visualisierungsergebnisse vorhanden. Die genaue Beschreibung der eingesetzten Geräte ist in Kapitel 5.6 zu finden.

Zwei der wichtigsten bei der Verdampfung auftretenden Parameter sind die Blasenfrequenz und der Blasenabreissdurchmesser. Die Ermittlung dieser Parameter wird am Beispiel der Oberfläche TO9 für $T_s = 293\text{ K}$ und $q = 2\text{ kW/m}^2$, 5 kW/m^2 beschrieben.

Obwohl die für die digitale Bilddatenverarbeitung erstellte Software IKEDBV eine gewisse Automatisierung der Handhabung zulässt, ist die Auswertung der Visualisierungsergebnisse eines Experiments noch immer mit einem nicht unerheblichen Arbeits- und Zeitaufwand verbunden. Zur Überprüfung der Software wurden einzelne Videobilder zusätzlich von Hand vermessen. Es ergaben sich keine Unterschiede in den Ergebnissen. Eine weitere Beschränkung der Auswertungsmöglichkeiten ist durch die Wärmestromdichte gegeben, da bei Werten über 5 kW/m^2 aufgrund der hohen Blasendichte eine Separation der Einzelblasen durch die Software bisher nicht möglich ist.

7.1 Blasenfrequenz

Die Abbildungen 7.1 und 7.2 zeigen die Ergebnisse der Frequenzermittlung an der Verdampferoberfläche TO9. Für eine Auswertung wurden jeweils 10 Sequenzen an zwei unterschiedlichen Positionen der Oberfläche aufgenommen.

Es zeigen sich zwei Frequenzbereiche mit deutlichen Maxima. Die Zuordnung dieser Frequenzen zu den entsprechenden Verdampfungsvorgängen erfolgte durch die visuelle Betrachtung der aufgenommenen Videos oder Einzelbilder. Es zeigte sich, dass die höhere Frequenz die eigentlichen Blasenfrequenz darstellt, während die geringere Frequenz der periodischen Aktivierung der Keimstelle entspricht. Kumuliert man die Anzahl der jeweils ermittelten Frequenzen zur Frequenzverteilung, erhält man zwei Bereiche mit überdurchschnittlicher Häufigkeit. Bei einer Wärmestromdichte von 2 kW/m^2 zeigen sich Keimstellenaktivierungsfrequenzen von 5 Hz bis 10 Hz und Blasenfrequenzen im Bereich von 110 Hz bis 120 Hz. Bei einer Wärmestromdichte von 5 kW/m^2 liegen die Keimstellenaktivierungsfrequenzen ebenfalls im Bereich von 5 Hz bis 10 Hz und die Blasenfrequenzen im Bereich von 195 Hz bis 205 Hz.

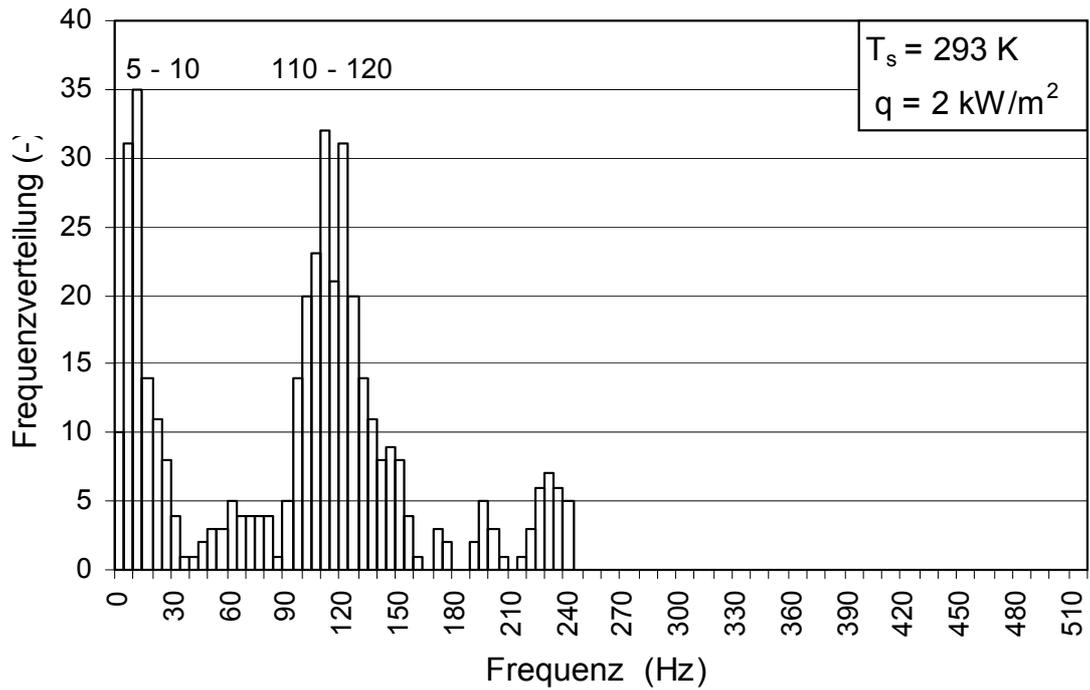


Abbildung 7.1 Blasenfrequenz, Sättigungstemperatur $T = 293 \text{ K}$, Wärmestromdichte $q = 2 \text{ kW/m}^2$

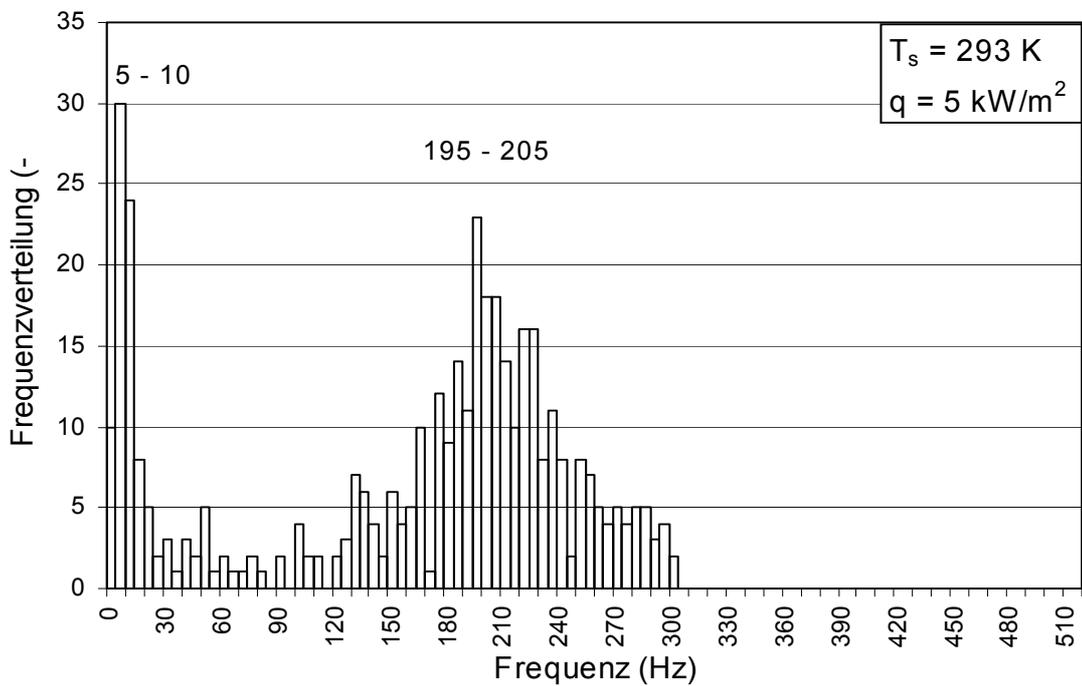


Abbildung 7.2 Blasenfrequenz, Sättigungstemperatur $T = 293 \text{ K}$, Wärmestromdichte $q = 5 \text{ kW/m}^2$

7.2 Blasenabreissdurchmesser

Die Ergebnisse der Auswertung bezüglich des Blasenabreissdurchmessers sind in Abb. 7.3 bis 7.5 für Rohr TO9 dargestellt. Wie erwartet erhält man eine nicht unerhebliche Streuung der Blasenabreissdurchmesser, aber es zeigen sich deutliche Maxima im Bereich von 0.75 mm bis 1.2 mm (Abb. 7.4, 7.5). Gründe für die Verteilung der Blasenabreissdurchmesser sind einerseits reale Unterschiede der Durchmesser, aber auch Fehler bei der Erkennung und Auswertung der Bilddaten.

Die in Abb. 7.3 dargestellten Ergebnisse wurden durch die Auswertung von Aufnahmen mit einem grossen Beobachtungsfenster nach Methode 1 (siehe Kapitel 5.8.2) durchgeführt. Hierbei wurde ein grosser Bereich des Rohres mit vielen Keimstellen gleichzeitig untersucht. Die am häufigsten auftretenden Dampfblasen hatten Durchmesser von 1.05 mm bis 1.2 mm.

Für die in Abb. 7.4 und 7.5 dargestellten Ergebnisse wurde für die Aufnahmen ein kleines Beobachtungsfenster gewählt, und die Auswertung erfolgte nach Methode 2. Durch die direkte Betrachtung eines kleineren Rohrabchnitts (5 mm x 5 mm) werden die Blasen größer dargestellt, d.h. pro Blase stehen mehr Bildpunkte zur Verfügung, und der Fehler bei der Ermittlung der Blasendurchmesser wird deutlich reduziert. Mit dieser neuen Aufnahmetechnik werden auch Blasen mit kleinen Durchmessern detektiert und man sieht, dass bei derselben Oberfläche und unter denselben Betriebsbedingungen ein weiteres Maximum bei $d_0 = 0.75$ mm erkannt wird. Mit steigender Wärmestromdichte nimmt die Anzahl der Blasen mit grossen Durchmessern zu, während die Dampfblasen mit kleinen Durchmessern keine Rolle mehr spielen.

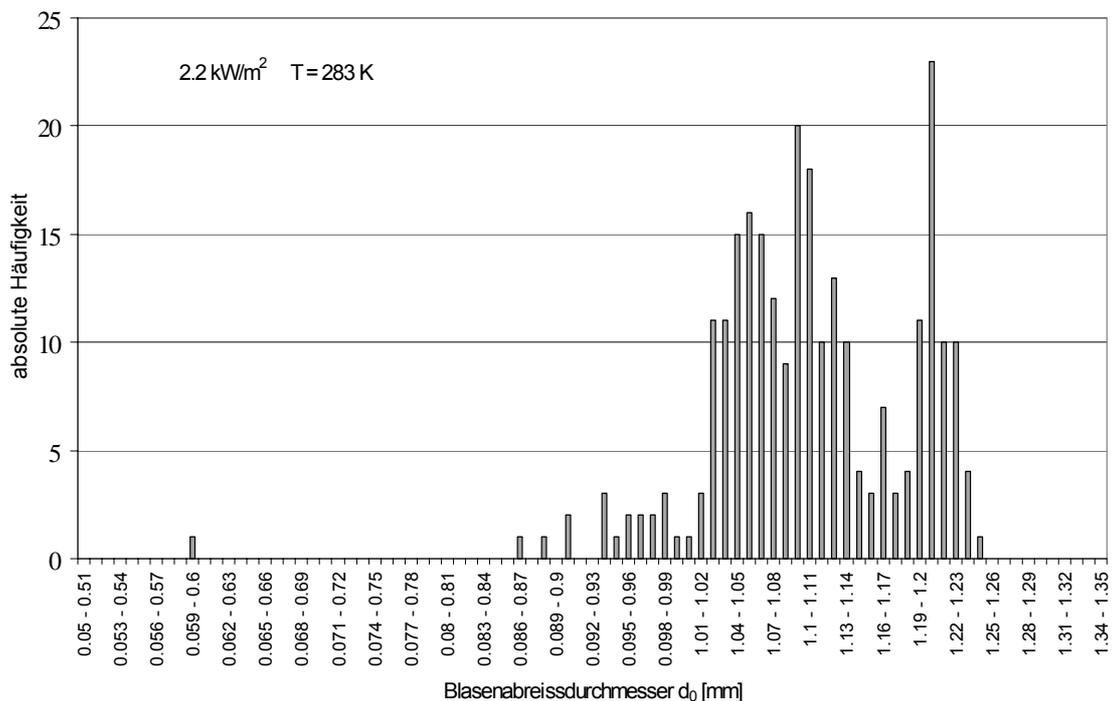


Abbildung 7.3 Ergebnisse der Bestimmung des Blasenabreissdurchmesser, Oberfläche TO9, grosses Beobachtungsfenster mit geringer Auflösung einer einzelnen Blase

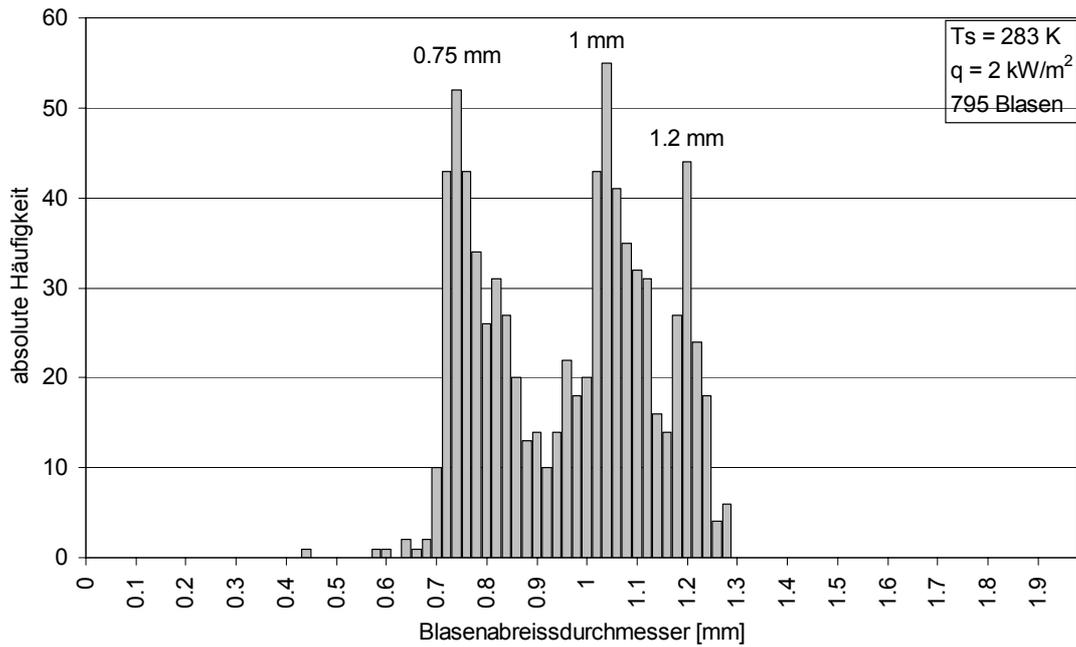


Abbildung 7.4 Blasenabreissdurchmesser, Oberfläche TO9, $T = 283 \text{ K}$, $q = 2 \text{ kW/m}^2$, kleines Beobachtungsfenster mit hoher Auflösung einer einzelnen Blase

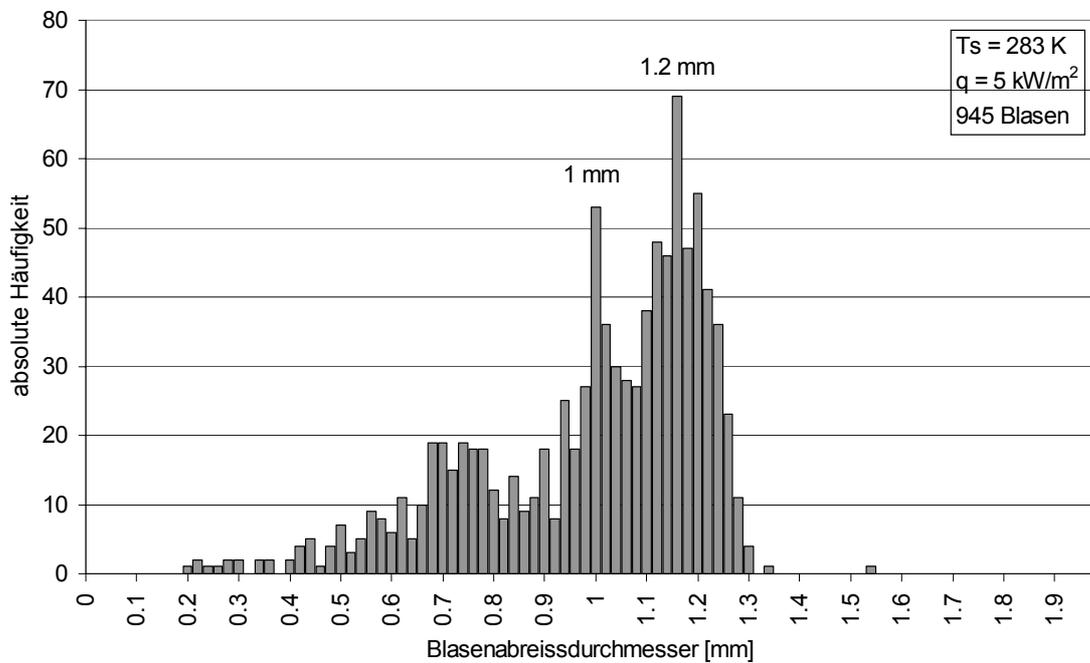


Abbildung 7.5 Blasenabreissdurchmesser, Oberfläche TO9, $T = 283 \text{ K}$, $q = 5 \text{ kW/m}^2$, kleines Beobachtungsfenster mit hoher Auflösung einer einzelnen Blase

7.3 Blasenentstehung und -wachstum

Weitere wichtige Informationen können durch die Beobachtung der Blasenentstehung und des Blasenwachstums bereitgestellt werden, besonders in Hinsicht auf die theoretische Beschreibung der Wärmeübertragung mit Phasenwechsel.

Um eine einzelne Blase bei ihrer Entstehung beobachten zu können, ist es notwendig einen sehr kleinen Bereich der Verdampferoberfläche optisch abzubilden. Das optimale Beobachtungsfenster umfasst genau eine Keimstelle mit dem Wachstums- und Ablösebereich der Blase.

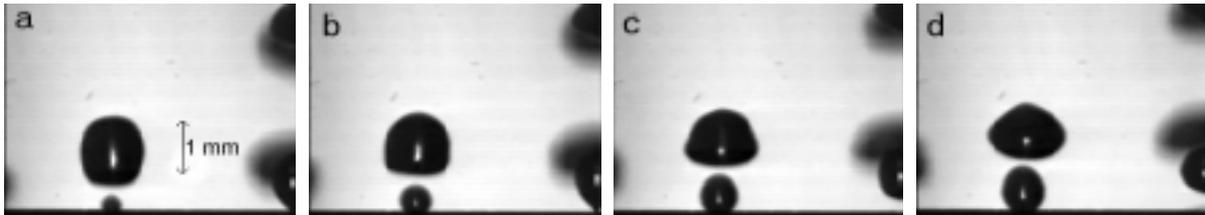


Abbildung 7.6 Beobachtung des Wachstums einer Blase und der Abströmung von der Wärmeübertrageroberfläche, $\Delta t = 0.89 \text{ ms}$

Im unteren Bereich der Aufnahmen (Abb. 7.6) kann man die Entstehung einer Blase an einer Keimstelle, in diesem Fall an einer Pore der Oberfläche TO9, beobachten. Die obere Blase hat sich gerade abgelöst (Aufnahme a) und entfernt sich von der Oberfläche. Die Videosequenz wurde mit 4500 Bilder/s aufgenommen und zeigt direkt aufeinander folgende Einzelbilder. Die Auswertung der Aufnahmen kann zum Beispiel zur Bestimmung der pro Zeiteinheit übertragenen Wärme dienen. Dazu wird die Fläche der Blase bestimmt und auf das Volumen hochgerechnet. Da die Blasenform während des Wachstums keine ideale Kugel darstellt, wird das Volumen berechnet, indem man die ebene Abbildung der Blase über die y-Achse segmentiert und unter Annahme einer rotationssymmetrischen Form zum Volumen aufaddiert.

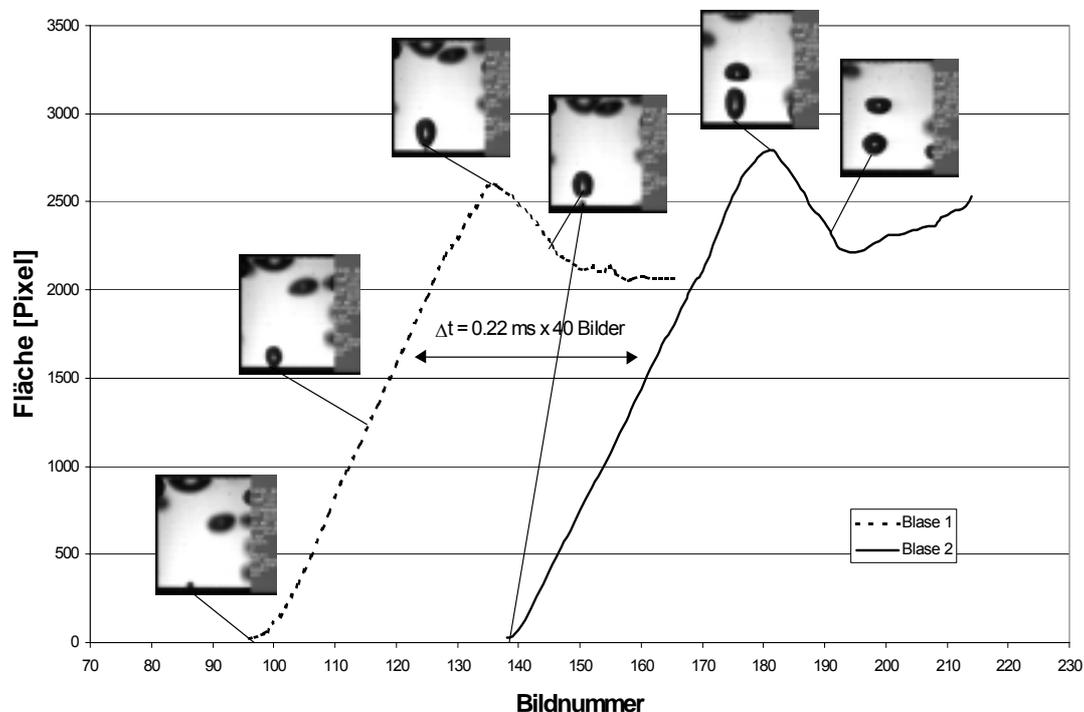


Abbildung 7.7 Flächenzunahme der Abbildung einer Blase in die x,y-Ebene

In Abbildung 7.7 ist die Flächenzunahme der Abbildung der Blase auf die x,y-Ebene über eine untersuchte Aufnahmefolge dargestellt. Auch die Verbindung zwischen Blase und Oberfläche (Randwinkel) und die Verformung der Blase kurz nach der Ablösung sind darstellbar und können untersucht werden.

Die nach dem Ablösen der Blase von der Verdampferoberfläche auftretende Beschleunigung bzw. die sich einstellende Blasenauftstiegsgeschwindigkeit lassen sich ebenfalls ermitteln (Abb. 7.8).

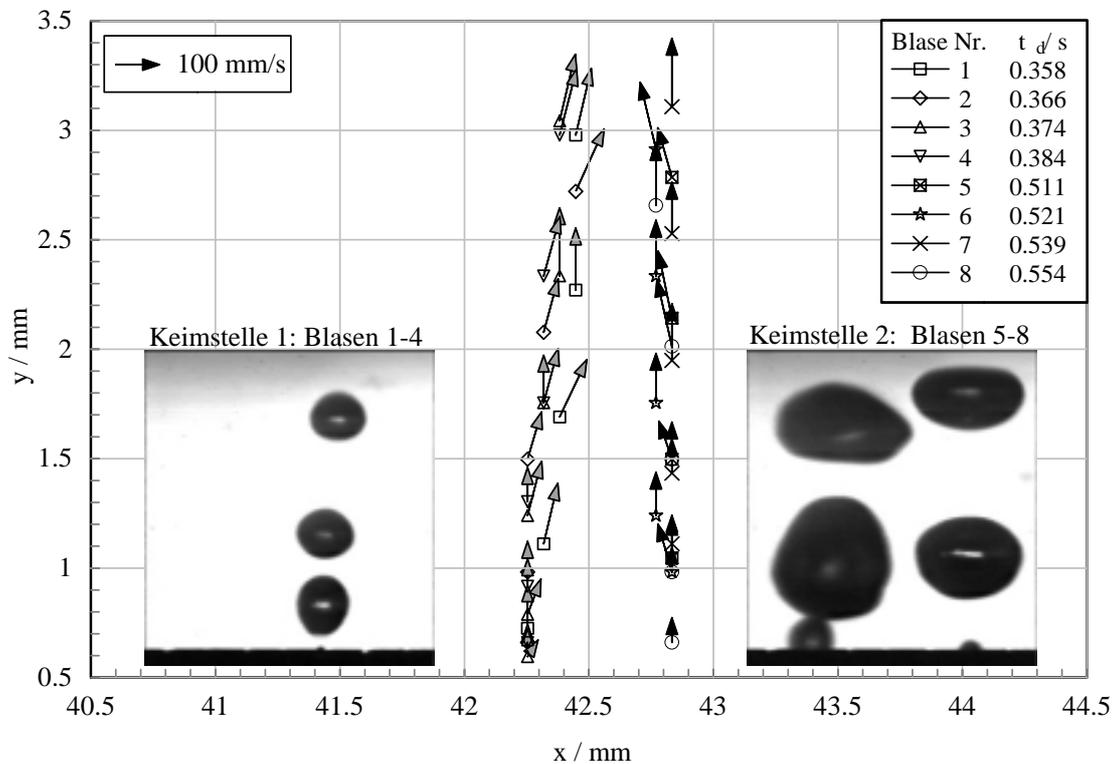


Abbildung 7.8 Blasenabströmung von der Verdampferoberfläche TO9 (Fenster 3 mm x 3 mm), Blasenauftstiegsgeschwindigkeit ca. 200 mm/s

Die Auswertung von Hochgeschwindigkeitsvideoaufnahmen hat gezeigt, welche Menge an zusätzlichen Informationen durch solche Messtechniken zur Verfügung gestellt werden kann. Obwohl ein nicht unerheblicher finanzieller und technischer Aufwand zur Erstellung und Auswertung der Daten notwendig ist, wird dieser zweifellos durch die Ergebnisse gerechtfertigt. Für die Erstellung eines theoretischen Modells zur Beschreibung der Wärmeübertragung sind die durch die Visualisierung erhaltenen Informationen erforderlich. Weitere Anstrengungen zur Verbesserung der Aufnahme- und Auswertetechniken, zum Beispiel zur Beobachtung der Wärmeübertragung in den hinterschnittenen Strukturen, sind als nächste Schritte erforderlich. Von Vergleichen zwischen den experimentellen Ergebnissen und bekannten theoretischen Ergebnissen mit Korrelationen zur Bestimmung des Blasenabreisdurchmessers und der Blasenentstehungsfrequenz (siehe Kapitel 4.5.3 und 4.5.4) wurde abgesehen, da hier die Blasenentstehung und das Blasenwachstum an einer porenförmigen Öffnung zu einer komplexen internen Struktur beobachtet wird, während die Korrelationen überwiegend für glatte Oberflächen erstellt wurden, d.h. in beiden Fällen liegen unterschiedliche Blasenentstehungsmechanismen zugrunde.

8 ERSTELLUNG EINER KORRELATION

Zur theoretischen Beschreibung der Wärmeübertragung von einer Oberfläche an ein umgebendes Fluid werden empirische oder semi-empirische Korrelationen verwendet. Während für glatte und niedrigberippte Oberflächen bereits eine Reihe geeigneter Korrelationen existiert, liegen für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten von hinterschnittenen Oberflächen bisher nur wenige, in der Praxis noch nicht bewährte Ansätze vor.

Zur Untersuchung der Wärmeübertragung von einer hinterschnittenen Oberfläche führten Nakayama et al. (1980) Experimente durch und erstellten ein analytisches Modell. Basierend auf dieser Arbeit und weiteren Untersuchungen von Haider (1994) und Chien (1996) veröffentlichten Chien und Webb (1998) ebenfalls ein Modell zur Beschreibung der Wärmeübertragung von einer hinterschnittenen Oberfläche. Die experimentellen Untersuchungen zur Bestimmung der Daten, welche als Basis für die Korrelation dienten, wurden unter idealisierten Bedingungen durchgeführt. Zum Beispiel waren die Strukturen der verwendeten hinterschnittenen Oberflächen durch die besonders sorgfältige, wenn auch arbeitsintensive Herstellung sehr gleichmäßig und alle relevanten Abmessungen bekannt. Dies widerspricht in der Regel den Bedingungen, welche bei kommerziell hergestellten Oberflächen herrschen. Weiterhin sind die aus diesen Arbeiten hervorgegangenen Korrelationen mit einem iterativen Lösungsalgorithmus aufgrund ihrer Komplexibilität in der Praxis nur bedingt anwendbar.

Aus diesem Grund wurde nicht versucht, ein vorhandenes Modell an die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen experimentellen Ergebnisse anzupassen, sondern es wurde eine empirische Korrelation erstellt. Diese Korrelation berücksichtigt durch verschiedene dimensionslose Gruppen die thermophysikalischen Eigenschaften des Arbeitsmittels und einige geometrische Parameter der Wärmeübertrageroberflächen. Der Zusammenhang zwischen den verschiedenen dimensionslosen Gruppen wurde durch eine Regressionsanalyse bestimmt.

Die Korrelation beschreibt die Wärmeübergangskoeffizienten der vier verschiedenen hinterschnittenen Oberflächen (TO6 - TO9, Material St35.8, Wärmeträger Propan) bei unterschiedlichen reduzierten Drücken, sie wurde anhand der experimentellen Daten verifiziert.

8.1 Aufstellung der empirischen Korrelation

Die Erstellung einer Korrelation zur Beschreibung experimenteller Ergebnisse kann auf verschiedene Weisen erfolgen. Eine Möglichkeit ist, eine bestehende Korrelation zu übernehmen und an die neuen Randbedingungen (Oberfläche, Wärmeträger, Sättigungstemperatur, etc.) anzupassen. Andererseits kann man versuchen, die thermophysikalischen Vorgänge bei der Wärmeübertragung mathematisch zu beschreiben. Beide Methoden haben bisher zu keinen befriedigenden Ergebnissen geführt. Korrelationen, welche nach der ersten Methode erstellt wurden, sind im Allgemeinen nur für genau festgelegte Randbedingungen gültig, und die Erstellung physikalisch korrekter Modelle scheiterte bisher an den fehlenden Kenntnissen der Vorgänge beim Phasenwechsel, speziell bei strukturierten Oberflächen.

Die experimentellen Ergebnisse wurden im doppelt-logarithmischen Diagramm dargestellt und durch ein Polynom 2. Grades beschrieben

$$\ln(Nu) = K_1 + K_2 \ln(X_1 / C) + K_3 \ln(X_1 / C)^2. \quad (8.1)$$

Durch eine Regressionsanalyse wurden die Koeffizienten K_1, K_2, K_3 als Funktion mehrerer dimensionsloser Gruppen bestimmt. Dabei wurden die von Stephan und Abdelsalam (1980) beschriebenen folgenden dimensionslosen Gruppen verwendet.

$$X_1 \cdot \frac{q d_0}{\lambda T_S}, \quad X_2 \cdot \frac{a_f^2 \rho_f}{\sigma d_0}, \quad X_3 \cdot \frac{c_{p,f} T_S d_0^2}{a_f^2}, \quad (8.2)$$

$$X_4 \cdot \frac{\Delta h_{fg} d_0^2}{a_f^2}, \quad X_5 \cdot \frac{\rho_g}{\rho_f}, \quad X_{13} \cdot \frac{\rho_f \& \rho_g}{\rho_f}$$

Zur Berücksichtigung des Einflusses der geometrischen Parameter der Oberflächenstrukturen wurde der Durchmesser der Poren der hinterschnittenen Oberfläche zur Fluidseite gewählt. Haider und Webb (1997) benutzten das Verhältnis des Blasenabreissdurchmessers zum Porendurchmesser als Funktion der Bondzahl, welche wiederum den Porendurchmesser als geometrische Größe enthält, um eine spezifische geometrische Größe der Wärmeübertrageroberfläche in die Formulierung einzubringen.

$$X_6 \cdot \frac{d_0}{d_p} \cdot \sqrt{\frac{Bo \% (Bo^2 \% 2304 (96 / Bo \& 3))^{0.5}}{192 \& 6 Bo}} \quad (8.3)$$

Die Bondzahl Bo beschreibt das Verhältnis der Beschleunigungskraft zur Oberflächenkraft einer aufsteigenden Blase und kann für eine hinterschnittene Oberfläche unter Verwendung des Porendurchmessers folgendermaßen bestimmt werden,

$$Bo \cdot \frac{d_p^2 (\rho_f \& \rho_v) g}{\sigma} \quad (8.4)$$

Aus 8.3 und 8.4 folgt mit dem ermittelten Porendurchmesser d_p der Blasenabreissdurchmesser d_0 .

Zur besseren Anpassung der theoretischen Werte an die experimentellen Daten wurde ein weiterer Term hinzugefügt.

$$Y_6 \cdot 1 \% \frac{3}{96 B_0} \quad (8.5)$$

Damit ergeben sich folgende Kennzahlen für die Korrelation 8.1

$$\begin{aligned}
K_1 & \cdot 5.77 \cdot 10^{8.61} \left(\frac{a_f^2 \rho_f}{\sigma d_0} \right)^{4.141} \left(\frac{\Delta h_{fg} d_0^2}{a_f^2} \right)^{6.166} \left(\frac{d_0}{d_p} \right)^{0.763} Bo^{1.89} \\
K_2 & \cdot 2.05 \cdot 10^{8.73} \left(\frac{a_f^2 \rho_f}{\sigma d_0} \right)^{0.183} \left(\frac{\rho_f \& \rho_g}{\rho_f} \right)^{25.57} \left(1 \% \frac{3}{96 Bo} \right)^{92.12} Bo^{92.25} \\
K_3 & \cdot 334.72 \left(\frac{c_{p,f} T_S d_0^2}{a_f^2} \right)^{1.7326} \left[\left(\frac{a_f^2 \rho_f}{\sigma d_0} \right) \left(\frac{c_{p,f} T_S d_0^2}{a_f^2} \right)^{1.5} \left(1 \% \frac{3}{96 Bo} \right)^{20} \right]^{41.04} \\
& \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{12.79} \left(\frac{\rho_f \& \rho_g}{\rho_f} \right)^{363.66} \left(\frac{a_f^2 \rho_f}{\sigma d_0} \right)^{2.4835} Bo^{19.8}
\end{aligned} \quad (8.6)$$

Eine empirische Konstante C ist in der Korrelation noch vorhanden. Für die Kohlenstoffstahlrohre St35.8, deren experimentelle Ergebnisse die Basis zur Erstellung der Korrelation bilden, ergab sich eine mittlere Konstante von C = 0.3626. Geringfügige Änderungen der Konstante bei verschiedenen Oberflächen können eventuell noch durch eine genauere Beschreibung der hinterschnittenen Oberfläche (Kanalhöhe, -breite) berücksichtigt werden. Ein weiterer, noch nicht berücksichtigter Einflussfaktor auf diese Konstante ist das Heizwandmaterial.

8.2 Vergleich experimenteller und theoretischer Ergebnisse

Die Abbildungen 8.1 bis 8.4 zeigen die experimentellen Ergebnisse und die Ergebnisse der empirischen Korrelation für die 4 Oberflächen TO6 bis TO9 aus Kohlenstoffstahl St35.8.

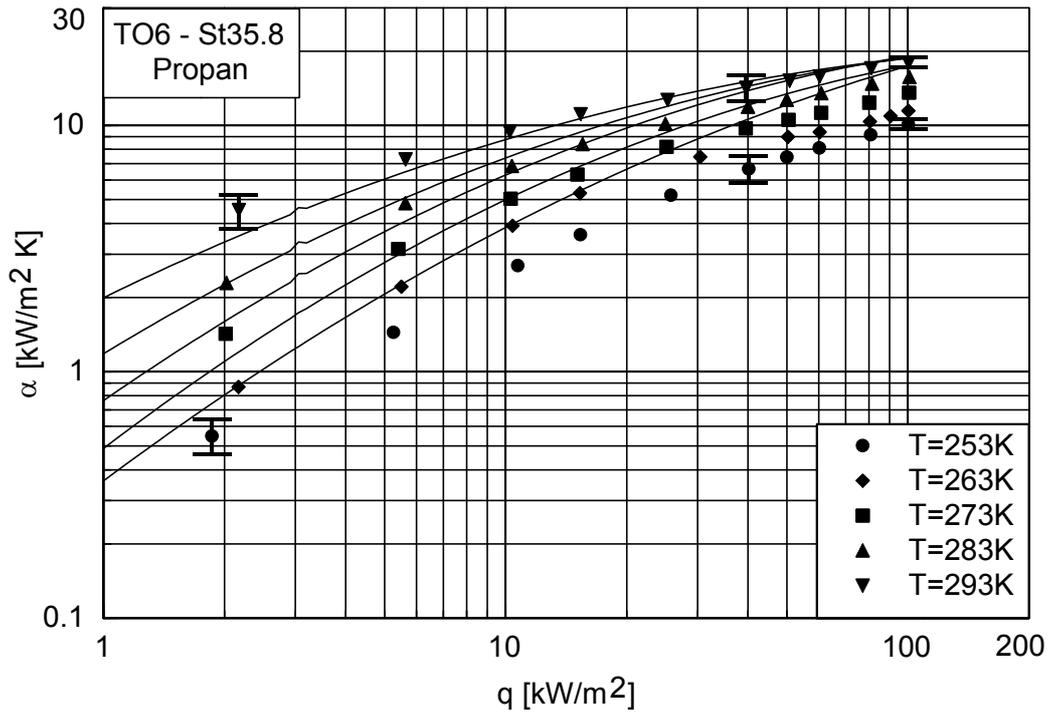


Abbildung 8.1 Vergleich der experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten mit den Ergebnissen der Korrelation, TO6 - St35.8, Arbeitsmittel Propan

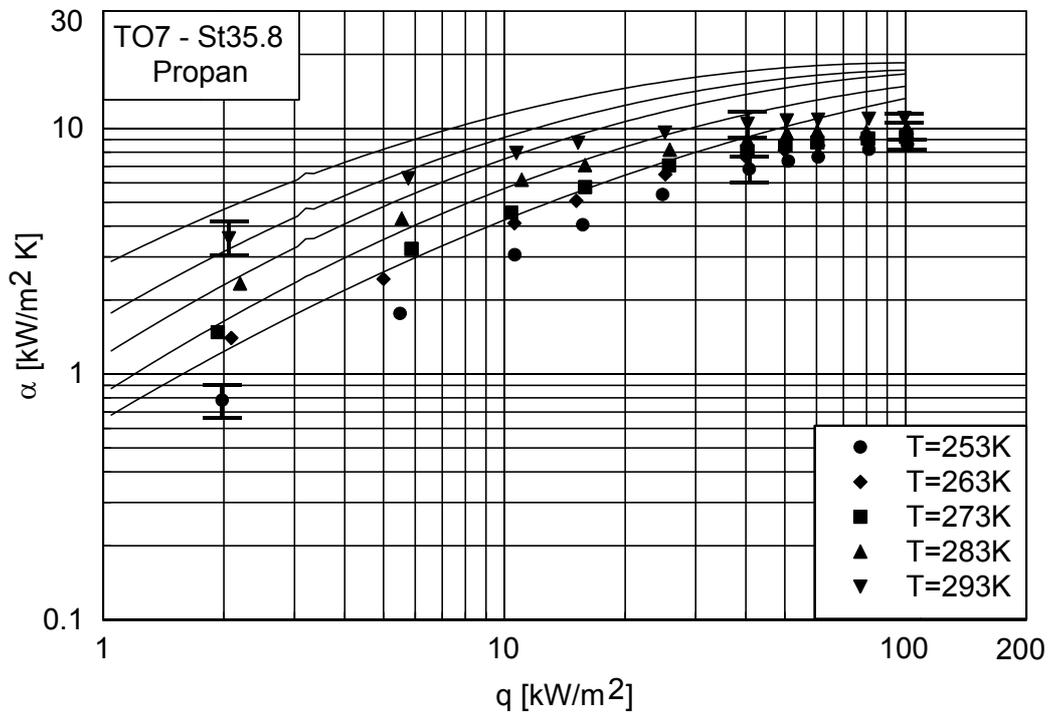


Abbildung 8.2 Vergleich der experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten mit den Ergebnissen der Korrelation, TO7 - St35.8, Arbeitsmittel Propan

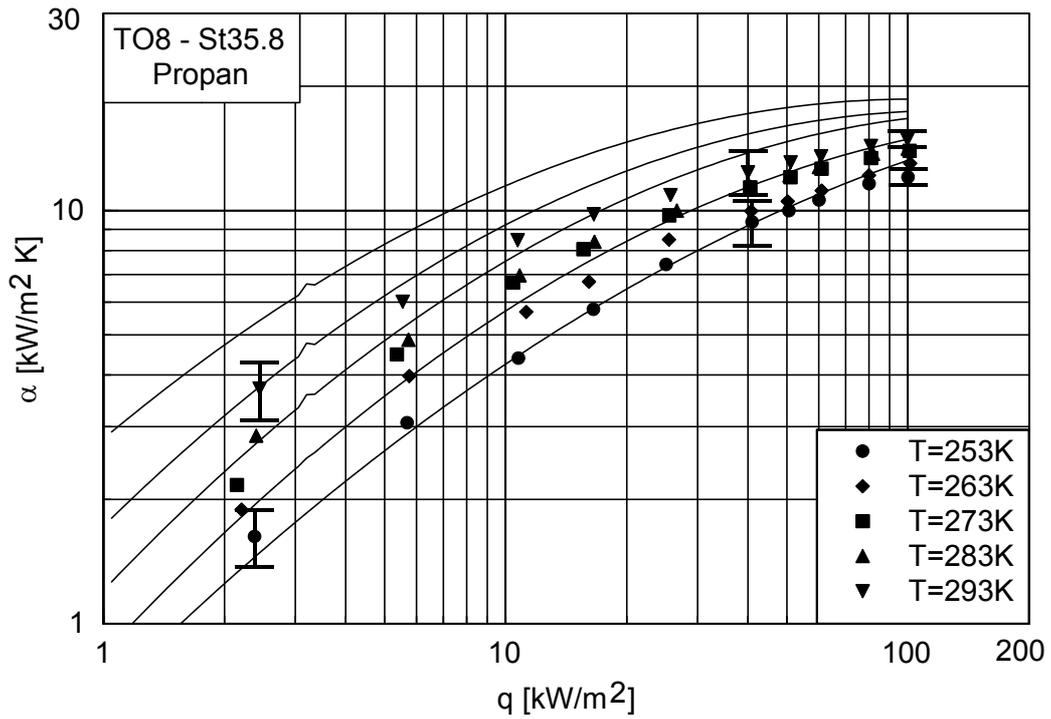


Abbildung 8.3 Vergleich der experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten mit den Ergebnissen der Korrelation, TO8 - St35.8, Arbeitsmittel Propan

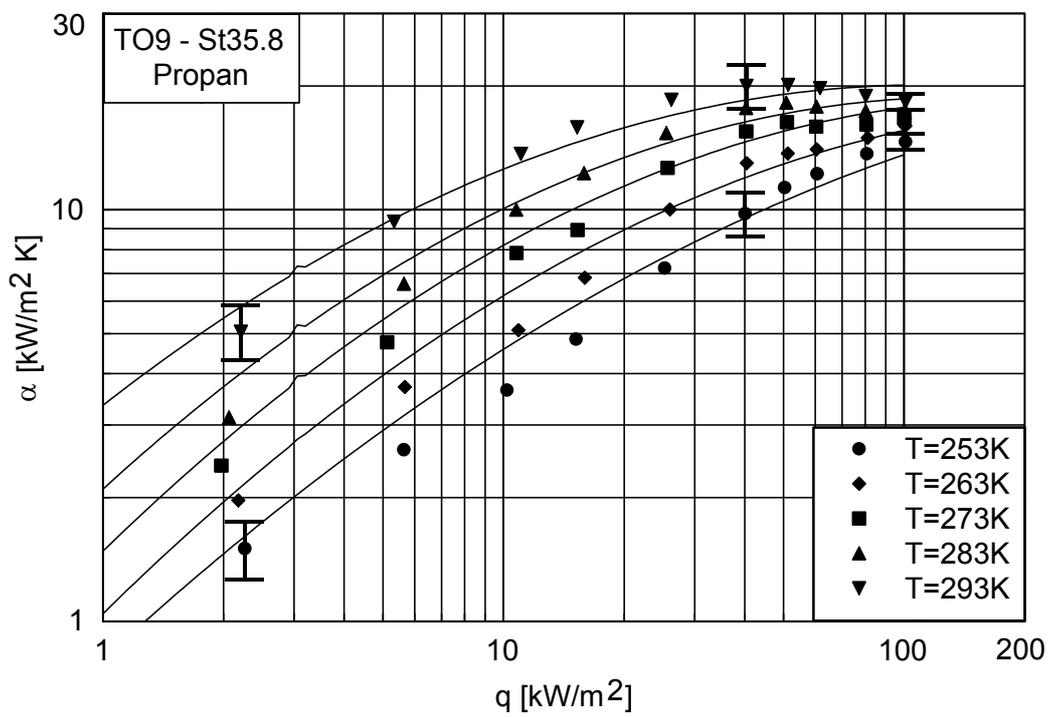


Abbildung 8.4 Vergleich der experimentellen Wärmeübergangskoeffizienten mit den Ergebnissen der Korrelation, TO9 - St35.8, Arbeitsmittel Propan

Die Vergleiche der Korrelationsergebnisse mit den experimentellen Werten zeigen im Allgemeinen eine noch akzeptable Übereinstimmung, insbesondere für die als beste Oberfläche identifizierte Variante TO9 ergibt sich eine durchweg gute Übereinstimmung. Die Korrelation ist aufgrund ihrer Ausgangsgleichung allerdings nicht in der Lage, die Abnahme der Steigung des Wärmeübergangskoeffizienten für höhere Wärmestromdichten korrekt zu beschreiben, schon gar nicht die Eindellung der α -Kurve. Obwohl die Korrelation anhand aller experimenteller Ergebnisse erstellt wurde (bis $q = 100 \text{ kW/m}^2$), ist davon abzuraten, sie für Wärmestromdichten $q > 50 \text{ kW/m}^2$ zu verwenden.

Die Ergebnisse zeigen, dass die empirische Korrelation im Bereich niedriger und mittlerer Wärmestromdichten bis etwa $q = 50 \text{ kW/m}^2$ verwendet werden kann. Bei höheren Wärmestromdichten treten durch die Deaktivierung der hinterschnittenen Strukturen (besonders TO4, TO9) infolge Blockierung der Poren durch den gebildeten Dampf andere Wärmeübertragungsphänomene in den Vordergrund. Dadurch wird der Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten über der Wärmestromdichte stark verändert, es kann zu einer Abnahme des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Wärmestromdichte kommen (Eindellung der α -Kurve).

Die Korrelation berücksichtigt sowohl eine Reihe thermophysikalischer Eigenschaften des Arbeitsmittels, als auch geometrische Parameter der untersuchten Oberflächen. In der jetzigen Form wird noch eine empirische Konstante C verwendet, welche den Einfluss des Heizwandmaterials, zusätzlicher geometrischer Daten der hinterschnittenen Oberfläche (Kanalhöhe, -breite, etc.) und weiterer für die Wärmeübertragung relevanter Parameter enthält.

Zur Verifizierung und Verbesserung der Korrelation sind weitere experimentelle Untersuchungen notwendig. Die Korrelation muss mit Ergebnissen überprüft werden, welche mit anderen Oberflächengeometrien und anderen Arbeitsmitteln erzielt werden. Weiterhin ist eine Verbesserung der Genauigkeit der empirischen Ergebnisse bei Verwendung einer größeren Datenbasis zu erwarten. Die berücksichtigten Wärmestromdichten sollten nicht über $q = 50 \text{ kW/m}^2$ liegen, also im Bereich monoton steigender, in ihrer Steigung aber abnehmender α -Kurven, die für industrielle Anwendungen besonders wichtig sind (z.B. chemische und petrochemische Industrie, Kältetechnik, Nahrungsmitteltechnik u.a.). Durch diese Einschränkung ist noch einmal eine deutliche Verbesserung der Korrelation zu erwarten.

9 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit umfasst die experimentelle und theoretische Untersuchung des Blasensiedens von Kohlenwasserstoffen an Rohren mit hinterschnittenen Oberflächen. Es wurde ein Versuchsstand konzipiert und aufgebaut, unterschiedlich strukturierte Oberflächen wurden experimentell untersucht und die Ergebnisse des Wärmeübergangs beim Blasensieden interpretiert. Zur Beschreibung der Wärmeübertragung von hinterschnittenen Oberflächen wurde auf der Basis der experimentell erzielten Ergebnisse eine empirische Korrelation erstellt.

Durch den Einsatz einer Hochgeschwindigkeitsvideokamera wurden die Verdampfungsvorgänge an, sowie die Zweiphasenströmung von der Wärmeübertrageroberfläche visualisiert und mit einer am IKE erstellten Software zur digitalen Bilddatenverarbeitung ausgewertet.

Es wurden Rohre aus Kupfer, Kupfer-Nickel, Edelstahl und Kohlenstoffstahl St35.8 mit glatten oder unterschiedlich strukturierten Oberflächen untersucht. Zu den strukturierten Oberflächen gehören sowohl bereits industriell eingesetzte niedrigberippte Rohre (GEWA-K) und Rohre mit T-Rippen (GEWA-T), als auch neuentwickelte Rohre mit hinterschnittenen Oberflächen (TO1 bis TO9). Die Experimente wurden mit den Kohlenwasserstoffen Propan und bei einem Teil der Oberflächen auch mit n-Pentan bei Sättigungstemperaturen im Bereich von 253 K bis 293 K durchgeführt. Zur Beurteilung der Verbesserung der Wärmeübertragung mit strukturierten Oberflächen wurden deren Ergebnisse mit denen der glatten Referenzoberflächen verglichen.

Im Mittelpunkt der Untersuchungen steht der Einfluss der unterschiedlichen Makrostrukturen der Oberflächen. Glatte Oberflächen und Oberflächen mit einfachen Rippengeometrien, wie die erwähnten GEWA-K- und GEWA-T-Rohre, sind schon seit längerem im Einsatz, und eine ganze Reihe experimenteller und theoretischer Untersuchungen wurden bereits veröffentlicht. Anders sieht es bei Oberflächen mit komplexeren Strukturen aus, zum Beispiel bei hinterschnittenen Oberflächen, hier herrscht noch ein großer Mangel an experimentellen und theoretischen Ergebnissen.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass hinterschnittene Oberflächen eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragung beim Behältersieden ergeben. Diese Verbesserung beruht hauptsächlich auf den zu konventionellen Oberflächen (glatt oder niedrigberippt) veränderten Wärmeübertragungsvorgängen, welche durch die beschränkten geometrischen Abmessungen der hinterschnittenen Strukturen (Sub-Millimeterbereich) bestimmt werden.

Die Ergebnisse aller untersuchten Oberflächen zeigen die aus der Literatur bekannte Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten α vom reduzierten Druck p_r . Mit steigendem reduziertem Druck, und damit mit steigender Sättigungstemperatur, wird eine bessere Wärmeübertragung erreicht. Ein weiterer aus der Literatur bekannter Zusammenhang, nämlich die stetige Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten mit steigender Wärmestromdichte q , zumindest bis zur kritischen Wärmestromdichte (CHF), konnte allerdings nur für glatte und niedrigberippte Oberflächen nachgewiesen werden. Für die hinterschnittenen Oberflächen wird bei höheren Wärmestromdichten im Bereich von 40 kW/m² bis 50 kW/m² die Steigung der Wärmeübergangskoeffizienten geringer und nimmt sogar negative Werte an, bevor sie wieder ansteigt (Eindellung der α -Kurve). Dieses Phänomen deutet sich schon bei der Untersuchung des GEWA-T-Rohres an und zeigt sich ausgeprägter bei den hinterschnittenen Oberflächen (TO1 bis TO9).

Der Grund für dieses Verhalten ist, dass bei höheren Wärmestromdichten der in den internen Strukturen produzierte Dampf nicht schnell genug durch die kleinen Öffnungen der hinterschnittenen Strukturen in das umgebende Fluid abgeführt werden kann. Dadurch kommt es zu einer teilweisen oder kompletten Deaktivierung der internen aktiven Wärmeübertragungsoberfläche und die Gesamtwärmeübertragung wird schlechter. Schließlich findet die Wärmeübertragung nur noch an der Außenoberfläche des Wärmeübertragerelements statt.

Ein Vergleich der Ergebnisse für die Wärmeträger Propan und n-Pentan und die Oberflächen TO1 bis TO5 (CuNi) zeigte die besten Wärmeübergangskoeffizienten für TO4 im Bereich der Wärmestromdichten von 20 kW/m² bis 40 kW/m². Für geringere Wärmestromdichten unter 10 kW/m² waren bei n-Pentan die Oberflächen TO1 bis TO3 am besten.

Unter den beschriebenen Einsatzbedingungen wurden Verbesserungen der Wärmeübertragung bis zum Faktor 4 für die Oberfläche T04 aus Kupfer-Nickel und bis zum Faktor 3 für die Oberfläche TO9 aus Kohlenstoffstahl ST35.8 festgestellt, wobei die angegebenen Verbesserungsfaktoren immer auf das glatte Referenzrohr aus demselben Wandmaterial bezogen sind.

Bei der Betrachtung des Einflusses der Oberflächenstrukturen auf die Qualität der Wärmeübertragung wurde bisher als einziger geometrischer Faktor der Porendurchmesser berücksichtigt. Hier zeigte sich, dass nicht unbedingt der größte Porendurchmesser am günstigsten ist. Die besten Ergebnisse wurden mit Oberflächen erzielt, deren Porendurchmesser im Mittelfeld aller untersuchten Oberflächen liegen. Die Verteilung der Poren auf der Oberfläche bzw. das Vorliegen von verschiedenen Porendurchmessern auf einer Oberfläche beeinflussen die Wärmeübertragung genauso wie die Geometrie der internen Strukturen. Zur genaueren Erfassung dieser Einflüsse auf die Wärmeübertragung sind aber Untersuchungen der Wärmeübertragung im Mikrobereich bei geöffneter Struktur nötig.

Obwohl die erzielten Verbesserungsfaktoren optimistische Prognosen hinsichtlich ihres industriellen Einsatzes erlauben, darf nicht vernachlässigt werden, dass es sich hierbei um Werte handelt, welche unter Laborbedingungen erreicht wurden. Bei der industriellen Verwendung von hinterschnittenen Oberflächen müssen möglicherweise Einschränkungen, z.B. durch Verschmutzung der Wärmeübertrageroberfläche (Fouling), in Kauf genommen werden.

Auf der Basis der experimentellen Ergebnisse der hinterschnittenen Oberflächen aus Kohlenstoffstahl, TO6 bis TO9, wurde eine empirische Korrelation für den Wärmeübergangskoeffizienten erstellt. Diese Korrelation berücksichtigt geometrische Daten der Oberfläche, in diesem Fall den Porendurchmesser der Öffnung der hinterschnittenen Struktur zur Fluidseite und thermophysikalische Eigenschaften des Arbeitsmittels in Abhängigkeit von den Versuchsparametern.

Vergleiche der experimentellen Ergebnisse mit berechneten Werten zeigen eine gute Übereinstimmung für niedrige und mittlere Wärmestromdichten bis $q = 50 \text{ kW/m}^2$. Für höhere Wärmestromdichten kann die Korrelation aufgrund ihrer Struktur die experimentellen Daten nicht beschreiben, da die α -Kurve bei höheren q ($q > 50 \text{ kW/m}^2$) eine Delle aufweist. Diese Einschränkung der Korrelation kann in Kauf genommen werden, da die für zahlreiche industrielle Einsatzbereiche in Frage kommenden Wärmestromdichten diesen Wert nicht überschreiten.

Als ein wesentliches Ergebnis dieser Arbeit ist festzuhalten, dass zur weiteren Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften von Verdampferoberflächen die Vergrößerung der aktiven Wärmeübertrageroberfläche im Makrobereich (Außenoberfläche) nicht mehr ausreichend ist (Webb 1991, 1993). Der Wärmeübergang findet bei verbesserten Wärmeübertrageroberflächen im Mikrobereich statt, wodurch nicht nur eine größere Oberfläche zum Tragen kommt, sondern auch andere Verdampfungsvorgänge, z.B. Filmsieden, zur Verbesserung der Wärmeübertragung beitragen.

Dadurch wird die Wärmeübertragung immer mehr von den geometrischen Abmessungen der Kanäle und Kammern in der strukturierten Oberfläche beeinflusst. Durch weiterführende Untersuchungen, dabei wird der quantitativen Visualisierung eine entscheidende Rolle zukommen, sind diese Phänomene genauer zu bestimmen. Dies ist auch in Hinblick auf ein zu erstellendes theoretisches Modell unabdingbar.

Daraus folgt auch, dass bei der Entwicklung neuer strukturierter Oberflächen oder der Optimierung bestehender Oberflächen von Anfang an die Randbedingungen für ihren Einsatz, Arbeitsmittel, Temperaturen und Wärmestromdichten bekannt sein müssen und dass diese neuen verbesserten Oberflächen nur unter diesen Randbedingungen optimal arbeiteten.

10 LITERATURVERZEICHNIS

Abdelsalam, M.A., Berechnung des Wärmeübergangs bei der Blasenverdampfung reiner Stoffe mit Hilfe einer Regressionsanalyse. Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 1977

Abhat, A., Seban, R.A., Boiling and evaporation from heat pipe wicks with water and acetone. J. Heat Transfer, Vol. 96, pp 332 - 337, 1974

Afgan, N.H., Jovic, L.A., Kovalev, S.A., Lenykov, V.A., Boiling heat transfer from surfaces with porous layers. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 2, pp 415 - 422, 1985

Albertson, C. E., Boiling heat transfer surface and method. U.S. Patent 4.018.264, 1977

Almgren, D.W., Smith Jr., J.L., The inception of nucleate boiling with liquid nitrogen. J. Eng. Ind. Trans., ASME Ser. B, Vol. 91, pp 1210 - 1216, 1969

Ametistov, E.V., Grigoriev, V.A., Pavlov, Yu.M., Effect of thermophysical properties of heating surface material on heat transfer during boiling of water and ethanol. High Temp. 4, Vol 10, pp 821 - 823, 1972

Anon., Raffinesse im Detail - Marktübersicht Wärmeübertrager. Chemie Technik, 26. Jahrgang, Nr. 7, pp 34 ff, 1997a

Anon., Marktanalyse Wärmeübertrager. Chemie Technik, 26. Jahrgang, Nr. 7, pp 8, 1997b

Anon. Marktanalyse Wärmeübertrager. Chemie Technik, 26. Jahrgang, Nr. 7, pp 34 ff, 1998

Arai, N., Fukushima, T., Arai, A., Nakajima, T., Fujie, K., Nakayama, Y., Heat transfer tubes enhancing boiling and condensation in heat exchangers of a refrigerant machine. ASHRAE Trans. Vol. 83, No. 2, pp 58 - 70, 1977

Arshad, J., Enhanced nucleate boiling. Master Thesis. Michigan State University, 1982

Arshad, J., Thome, J.R., Enhanced boiling surfaces: Heat transfer mechanism and mixture boiling. Proc. ASME-JSME Therm. Eng. Joint Conf., Vol. 1, pp 191 - 197, 1983

Asakavicius, J.P., Zukauskas, A.A., Gaigalis, V.A., Eva, V.K., Heat transfer from Freon-113, ethyl alcohol and water with screen wicks. Heat Transfer Sov. Res., Vol. 11, pp 92 - 100, 1979

Ayub, Z.H., Bergles, A.E., Pool boiling from GEWA surfaces in water and R113. Wärme- und Stoffübertragung 21, pp 209-219, 1987

Baehr, H.D., Stephan, K., Wärme- und Stoffübertragung. Springer-Verlag, Berlin, 1998, ISBN 3-540-64458-X

Bajorek, S.M., An experimental and theoretical investigation of multicomponent pool boiling on smooth and finned surfaces. Dissertation Michigan State University, East Lansing, 1988

Bankoff, S.G., Ebullition from solid surfaces in absence of pre-existing gaseous phase. Trans. ASME, Vol. 79, pp 735, 1957

- Bankoff, S.G., Entrainment of gas in the spreading of liquid over a rough surface. J. AIChE 4, pp 24 - 26, 1958
- Barthau, G., Active nucleation site density and pool boiling heat transfer - an experimental study. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No. 2, pp 271 - 278, 1992
- Bashforth, F., Adams, J., Capillary actions. Cambridge Univ. Press, London, England, 1883
- Beer, H., Durst, F., Mechanismen der Wärmeübertragung beim Blasensieden und ihre Simulation. Chem. Ing. Techn., Vol. 40, pp 632-678, 1968
- Bell, K.J., Mueller, A.C., Wolverine engineering data book II. Wolverine Tube, pp 43, Decatur, 1984
- Benjamin, J.E., Bubble growth in nucleate boiling of a binary mixture. Dissertation University of Illinois, 1960
- Benjamin, J.E., Westwater, J.W., Bubble growth in nucleate boiling in a binary mixture. Int. Dev. Heat Transfer, pp 212 - 218, 1961
- Berenson, P.J., Transition boiling heat transfer from a horizontal surface. Dissertation Massachusetts Institute of Technology, 1960
- Berenson, P.J., Experiments on pool boiling heat transfer. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 5, pp 985 - 999, 1962
- Bergles, A.E., Bakhru, N., Shires, J.W., Cooling of high-power density computers. MIT - EPL Report 70712-60, 1968
- Bergles, A.E., Chyu, M.C., Characteristics of nucleate pool boiling from porous metallic coatings. ASME, Advances in Enhanced Heat Transfer, HTD Vol. 18, pp 61 - 71, 1981
- Bergles, A.E., Nirmalan, V., Junkhan, G.H., Webb, R.L., Bibliography on augmentation of convective heat and mass transfer-II, Bibliographic Report, Iowa State University, USA, 1983
- Bergles, A.E., Webb, R.L., A guide to the literature on convective heat transfer augmentation. Advances in Heat Transfer, ASME, HTD-Vol. 43, pp 81-89, 1985
- Bergles, A.E., Two-phase flow heat exchangers. Thermal-hydraulics fundamentals and design. Kluwer Academics Publishers, Dordrecht, The Netherlands, pp. 343-374, 1988
- Bergles, A.E., Jensen, M.K., Shome, B., Bibliography on enhancement of convective heat and mass transfer. Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, New York, 1995a
- Bergles, A.E., Heat transfer enhancement - The encouragement and accommodation of high heat fluxes. ASME Trans., No 8, Vol. 119, 1997
- Bier, K., Gorenflo, D., Salem, M., Tanes, Y., Pool boiling heat transfer and size of active nucleation centers for horizontal plates with different surface roughness. Proc. 6th Int. Heat Transfer Conference, Toronto, Vol. 1, pp 151 - 156, 1978

Bliss, F.E., Hsu, S.T., Crawford, M., An investigation into the effect of various platings on the film coefficient during nucleate boiling from horizontal tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 12, pp 1061 - 1072, 1969

Blöchl, R., Zum Einfluß der Oberflächenstruktur unterschiedlich bearbeiteter Heizflächen auf die Wärmeübertragung beim Blasensieden. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1986

Bonilla, C.F., Perry, C.W., Heat transmission to boiling binary mixtures. *Trans. AIChE* 37, pp 685 - 705, 1941

Bonnet, C., Macke, E., Morin, R., Visualization of bubble formation at atmospheric pressure and related measurement of the wall temperature variations. *Euratom-Report Nr. EUR 1622.e*, Ispra, 1965

Borishanskij, V.M., Correlation of the effect of pressure on the critical heat flux and heat transfer rates using the theory of thermodynamic similarity. *Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media*, pp 16 - 37, Pergamon Press, Oxford, 1969

Borishanskij, V.M., Danilowa, G.N., Gotovskij, M.A., Borishanskaja, A.V., Danilova, G.P., Kuprijanova, A.V., Correlation of data on heat transfer and elementary characteristics of nucleate boiling mechanism. *Heat Transfer - Soviet Research*, Vol. 13, No. 1, pp 100 - 116, 1981

Braun, R., Wärmeübergang beim Blasensieden an der Außenseite von geschmiergelten und sandgestrahlten Rohren. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1992

Brigham, E.O., FFT: schnelle Fourier-Transformation. R. Oldenburg Verlag GmbH, München, 1989

Brothers, W.S., Kallfelz, A.J., Heat transfer surface and method to manufacture. U.S. Patent 4.159.739, 1979

Bukin, V.G., Danilova, G.N., Dyunin, V.A., Heat transfer from freons in a film flowing over horizontal tubes that carry a porous coating. *Heat Transfer Soviet Research*, Vol. 14, pp 98 - 103, 1982

Chien, L.-H., Mechanism and analysis of nucleate boiling on structured surfaces. Ph.D. Thesis, Dept. Mech. Engr., Penn. State University, PA, 1996

Chien, L.-H., Webb, R.L., Measurement of bubble dynamics on an enhanced boiling surface. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 16, pp 177 - 186, 1998b

Chien, L.-H., Webb, R.L., A nucleate boiling model for structured enhanced surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 41, No. 14, pp 2183 - 2195, 1998a

Clark, H.B., Strenge, P.S., Westwater, J.W., Active sites for nucleate boiling. *Chem. Engr. Prog. Symp. Series*, Vol. 55, No. 29, pp 104 - 110, 1959

Cole, R., A photographic study of pool boiling in the region of the critical heat flux. *AIChE Journal*, Vol. 6, No. 4, pp 533 - 538, 1960

Cole, R., Rohsenow, W.M., Correlation of bubble departure diameters for boiling of saturated liquids. *Chem. Eng. Progr.* 65, pp 211 - 213, 1969

Collins, C., Durr, C.A., de la Vega, F.F, Hill, D.K., Liquefaction plant design in the 1990s. Hydrocarbon Processing, April 1995, pp 67 - 76, 1995

Cooper, M.G., Lloyd, A.J.P., Transient local heat flux in nucleate boiling. 3rd Int. Heat Transfer Conf., Chicago, 1966

Cooper, M.G., The microlayer and bubble growth in nucleate pool boiling. Int. Heat Mass Transfer, Vol. 12, No. 8, pp 915 - 923, 1969

Cooper, M.G., Vijuk, R.M., Bubble growth in nucleate pool boiling. Proc. 4th Int. Heat Transfer Conf., Paris, Vol. 5, 1970

Cooper, M.G., Correlations for nucleate boiling - formulation using reduced properties. Physico-Chemical Hydrodynamics, Vol. 3, No. 2, pp 89 - 111, 1982

Cooper, M.G., Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling - A wide-range examination using reduced properties. Advances in Heat Transfer, Vol. 16, pp 157-239, 1984

Corman, J.C., McLaughlin, M.H., Boiling augmentation with structures surfaces. ASHRAE Trans., Vol. 82, pp 906 - 918, 1976

Cornwell, K., AIChE Annual Meeting, Los Angeles, 1975

Cornwell, K., Naturally formed boiling site cavities. Lett. Heat Mass Transfer, Vol. 4, No. 1, pp 63, 1977,

Cornwell, K., Brown, R.D., Boiling surface topography. Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 1, pp 157 - 161, 1978

Cornwell, K., Houston, S.D., Nucleate pool boiling on horizontal tubes: a convection - based correlation, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 3, pp 303 - 309, 1994

Corty, C., Foust, A., Surface variables in nucleate boiling. Chem. Eng. Progr. Symp. Series, Vol. 51, No. 17, pp. 1 - 12, 1955

Czikk, A.M., Gottzmann, C.F., Ragi, E.G., Withers, J.G., Habdas, E.P., Performance of advanced heat transfer tubes in refrigerant-flooded liquid coolers. ASHRAE Trans., Vol. 76, pp 96 - 109, 1970

Czikk, C., O'Neill, P.S., Correlation of nucleate boiling from porous metal films. ASME, Advances in Enhanced Heat Transfer, pp 53 - 60, 1979

Dahl, M.M., Erb, L.D., Liquid heat exchanger interface and method. U.S. Patent 3.990.862, 1976

Danilowa, G.N, Verallgemeinerung der Wärmeübergangsdaten beim Sieden von Freonen (in Russisch). Cholodilnaja Technika i Technologija, Verlag Technika, Kiew, 1962

Danilowa, G.N, Einfluß des Sättigungsdruckes und der Sättigungstemperatur auf den Wärmeübergang beim Sieden von Freonen (in Russisch). Cholodilnaja Techn., Vol. 42, Nr. 2, pp 36 ff, 1965

Danilowa, G.N, Belskij, W.K., Untersuchung der Wärmeübertragung beim Sieden (in Russisch). Cholodilnaja Techn., Vol. 42, Nr. 4, pp 24 - 28, 1965

Dhir, V.K., Nucleate and transition boiling heat transfer under pool and external flow conditions. Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 1, pp 129 - 155, Jerusalem, 1990

Dhir, V.K., Results of some recent studies on pool nucleate and film boiling. 3rd ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference and 14th Indian National Heat and Mass Transfer Conference, Kanpur, 1997

DIN 4762 08.60 und 01.89, Oberflächenbeschaffenheit, Beuth Verlag GmbH, Berlin - zurückgezogen und ersetzt durch

DIN 4287 10.98, Geometrische Produktspezifikation (GPS) . Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit, Beuth Verlag GmbH, Berlin

DIN 30969, Verdampfer für Flüssiggas, Beuth Verlag GmbH, Berlin

DIN 51622, Flüssiggase; Propan, Propen, Butan, Buten und deren Gemische; Anforderungen. Beuth Verlag GmbH, Berlin

Drew, T.B., Mueller, A.C., Boiling. Trans. AIChE Vol. 33, pp 449 - 473, 1937

Dyundin, V.A., Untersuchung des Wärmeübergangs beim Sieden von R12 an glatten und berippten Rohren (in Russisch). Cholodiln. tekhn., Vol. 42, No. 11, pp 16 - 22, 1969

Dyundin, V.A., Danilova, G.N., Borishanskaya, A.V., Krotkov, V.N., Gogolin, V.A., Vakhalin, V.A., Protasov, G.A., Enhancement of heat transfer with boiling refrigerants on coated surfaces. Khim. Neft. Mashinostr., Vol. 9, pp 22 - 23, 1975

Dyundin, V.A., Danilova, G.N., Tikhonov, A.V., Enhanced heat transfer surfaces for shell-and-tube evaporators of refrigerating machines (in Russisch). Refrigerating Machines, Series XM-7, pp 1 - 46, 1990

Engelhorn, H.R., Wärmeübergang beim Blasensieden im Bereich niedriger Siededrucke. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1977

Farber, E.A., Scoria, R.L., Heat transfer to water under pressure. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. 70, pp 369 - 384, 1948

Fath, W., Wärmeübergangsmessungen an Glatt- und Rippenrohren in einer Standardapparatur für Siederversuche. Dissertation Universität (GH) Paderborn, 1986

Fedders, H., Messungen des Wärmeübergangs beim Blasensieden von Wasser an metallischen Rohren. Dissertation TU Berlin, 1971

Ferrel, J.K., Alleavitch, J., Vaporization heat transfer in capillary wick structures. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., Vol. 66, No. 102, pp 82 - 91, 1970

Forster, H.K., Zuber, N., Growth of a vapour bubble in a superheated liquid. J. Appl. Physics 25, pp 474 - 478, 1954

Forster, H.K., Zuber, N., Dynamics of vapour bubbles and boiling heat transfer. AIChE Journal 1, pp 531 - 535, 1955

Forster, D.E., Greif, R. Heat transfer to a boiling liquid - Mechanism and Correlation. J. Heat Transfer, Vol. 81, pp 43 - 53, 1959

Fritz, W., Berechnung des Maximalvolumens von Dampfblasen. Phys. Zeitschrift 36, pp 379-384, 1935

Fujie, K., Nakayama, W., Kuwahara, H., Kakizaki, K., Heat transfer wall for boiling liquids. U.S. Patent 4.060.125, 1977

Fujii, M., Nishiyama, W., Yamanaka, G., Nucleate pool boiling heat transfer from microporous heating surface. ASME, Advances in Enhanced Heat Transfer, HTD Vol. 18, pp 45 -51, 1979

Fujii, M., Nucleate pool boiling heat transfer from a porous heating surface (Optimum particle diameter). Heat Transfer Japanese Research, Vol. 13, pp 76 - 91, 1984

Fujikake, J., Heat transfer tube for use in boiling-type heat exchangers and method of producing the same. U.S. Patent 4.216.826, 1980

Frost & Sullivan, Compact Heat Exchangers, Report 1995

Gaertner, R.F., Westwater, J.W., Population of active sites in nucleate boiling heat transfer. Chem. Engr. Prog. Symp. Series, Vol. 56, pp 39 - 48, 1960

Gaertner, R.F., Photographic study of nucleate pool boiling on a horizontal surface. ASME J. Heat Transfer, Vol. 87, pp 17 - 29, 1965

Gaertner, R.F., Methods and means for increasing the heat transfer coefficient between a wall and boiling liquid. U.S. Patent 3.301.314, 1967

Gilmour C.H., Nucleate boiling - a correlation. Chem. Engng. Prog. 54, pp77 - 79, 1958

Goetz, J., Entwicklung und Erprobung einer Normapparatur zur Messung des Wärmeübergangs beim Blasensieden. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1980

Goltsova, E.L., Int. Chem. Engng. 6, Vol 3, pp 406 - 408, 1966

Gorenflo, D., Zum Wärmeübergang bei Blasenverdampfung an Rippenrohren. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1966

Gorenflo, D., Wärmeübergang beim Blasensieden, Filmsieden und einphasiger freier Konvektion in einem großen Druckbereich. Abhandlung des DKV, Müller Verlag, Karlsruhe, 1977

Gorenflo, D., VDI-Wärmeatlas, Kapital Hab, Springer Verlag, Berlin, 1997

Gorenflo, D., Sokol, P., Caplanis, S., Zum Wärmeübergang beim Blasensieden von Kohlenwasserstoffen und Halogen-Kältemitteln an einem Glatтроhr und einem Hochleistungs-Rippenrohr. Wärme- und Stoffübertragung 26, pp 273-281, 1991

Gorodov, A.K., Kaban'kov, O.N., Martynov, Yu.K., Yagov, V.V., Effect of material and of the thickness of the heating surface (wall) on the heat transfer rate in boiling of water and ethanol at subatmospheric pressures. J. Heat Transfer - Soviet Research, Vol. 11, No.3, pp 44 - 52, 1979

Gottzmann, C.F., Wolf, J.B., O'Neill, P.S., Theory and application of high performance boiling surfaces to components of absorption cycle air conditioners. Proc. Conf. National. Gas Research Technol., Session 5, Paper 3, 1971

Gottzmann, C.F., O'Neill, P.S., Minton, P.E., High efficiency heat exchangers. Chem. Eng. Prog., Vol. 69, No. 7, pp 69 - 75, 1973

Grant, A.C., Porous metallic layer formation. U.S. Patent 3.821.018, 1974

Grant, A.C., Porous metallic layer and formation. U.S. Patent 4.064.914, 1977

Gränicher, H., Messung beendet - was nun ?, B.G. Teubner Verlag, Stuttgart, 1996

Green, A., Process Intensification: the key to survival in global markets?. Chemistry & Industry, pp 168 -172, 1998

Griffith, P., Wallis, J.D., The role of surface conditions in nucleate boiling. Chem. Engineering Progress Symposium Series, No. 30, Vol. 56, pp 49-63, 1960

Grigoriev, V.A. et al., Trudy MEI (Moscow Energetics Institute), Vol. 268, pp 53 - 62, 1975

Grigoriev V.A., Pavlov, Yu. M., Ametisov, E.V., Klimenki, A.V., Klimenko, V.V., Concerning the influence of thermal properties of heating surface material on heat transfer intensity of nucleate pool boiling of liquids including cryogenic ones. Cryogenics 2, pp 94 - 96, 1977

Groll, M., Rösler, S., Marvillet, C., Hesselgreaves, J.E., Cornwell, K., Kew, P., Enhanced evaporation heat transfer surfaces. Int. Conf. On Energy Efficiency and Process Technology, Athens, Greece, 1992

Groll, M., Mertz, R., Pool boiling from enhanced evaporation heat transfer surfaces. 1st ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conf. and 12th. Nat. Heat and Mass Transfer Conf., Bombay, 1994

Haider, S.I., A theoretical and experimental study of nucleate pool boiling enhancement of structured surfaces. Ph.D. Thesis, Dept. Mechanical Engineering, Penn State University, University Park, PA, 1994

Haider, I., Webb, R.L., A transient micro-convection model of nucleate pool boiling on plain surfaces. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, pp 3675-3688, 1997

Haley, K.W., Westwater, J.W., Boiling heat transfer from single fins. Proc. 3rd Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, pp 245 - 253, 1966

Hammer, J., Stephan, P., Results of the micro-region model for nucleate boiling heat transfer. Proc. 4th UK Nat. Conf. on Heat Transfer, Manchester, UK, pp 284 -287, 1995

Han, C.Y., Griffith, P., The mechanism of heat transfer in nucleate boiling. Parts I and II. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 8, pp 887-914, 1965

Hasegawa, S., Echigo, R., Irie, S., Boiling characteristics and burnout phenomena on a heating surface covered with woven screens. J Nucl. Sci. Tech. , Vol. 12, No. 11, pp 722 - 724, 1975

- Hesse, G. Heat transfer in nucleate boiling. Maximum heat flux and transient boiling. *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 16, pp 1611 - 1627, 1973
- Hong, K.T., Imadojemu, H.E., Webb, R.L., Effects of oxidation and surface roughness on contact angle. *Int. J. of Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993
- Hong, K.T., Imadojemu, H.E., Webb, R.L., Pool boiling of R11 refrigerant and water on oxidized enhanced tubes. *ASME HTD-Vol. 273, Fundamentals of Phase Change: Boiling and Condensation*, 1994
- Hsu, S.T., Schmidt, F.W., *J. Heat Transfer* 83, pp 254 - 260, 1961
- Hsu, Y.Y., Graham, R.W., An analytical and experimental study of the thermal boundary layer and ebullition cycle in nucleate boiling. *NASA Paper TND-594*, 1961
- Hsu, Y.Y., On the size range of active nucleation cavities on a heating surface. *J. Heat Transfer*, Vol. 84, 1962
- Hübner, P., Künstler, W., Gorenflo, D., Pool boiling heat transfer at finned tubes: Influence of surface roughness and shape of fins. *Proc. Eurotherm Seminar No. 48, Paderborn*, 1996
- Hui, T.O., Thome, J.R., A study of binary mixture boiling, boiling site density and subcooled heat transfer. *J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, pp 919 - 928, 1985
- Hummel, R.L., Means for increasing the heat transfer coefficient between a wall and boiling liquid. *U.S. Patent 3.207.209*, 1965
- Husain, S., Experimental augmentation of nucleate pool boiling heat transfer coefficient. *3rd ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conf. and 14th National Heat and Mass Transfer Conf.*, Kanpur, 1997
- Imadojemu, H.E., Hong, K.T., Webb, R.L., Nucleate pool boiling on oxidized tubes. *Proc. 10th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 5, pp 81 - 86, Brighton, 1994
- Inoue, K., Heat exchanger, *U.S. Patent 3.825.064*, 1974
- Jähne, B., *Digitale Bildverarbeitung*. Springer Verlag, Berlin, 1989
- Jakob, M., Fritz, W., Versuche über den Verdampfungsvorgang. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens*. Vol. 2, pp 435 - 447, 1931
- Jakob, M. Linke, W., Der Wärmeübergang von einer waagrechten Platte an siedendes Wasser. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens*. Vol. 4, pp 75 - 81, 1933
- Jakob, M. Linke, W., Der Wärmeübergang beim Verdampfen von Flüssigkeiten an senkrechten und waagrechten Flächen. *Phys. Zeitschrift* 36, pp 267 - 280, 1936
- Janowski, K.R., Shum, M.S., Bradley, S.A., Heat transfer surface. *U.S. Patent 4.129.181*, 1978
- Jones, W., Cooler and condenser heat transfer with low pressure freon refrigerants. *Refrig. Eng.*, Vol. 41, No. 6, pp 413 - 418, 1941

- Judd, R.L., Hwang, K.S., A comprehensive model for nucleate pool boiling heat transfer including microlayer evaporation. *J. Heat Transfer*, Vol. 9, pp 623 - 629, 1978
- Jung, D., Kim, C.-B., Sonf, K.-H., Lee, J.-K., Nucleate boiling heat transfer coefficients of pure refrigerants. *Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 2, pp 467 - 472, Kyongju, Korea, 1998
- Kabanov, W., Frumkin, A., Nachtrag zu "Über die Größe elektrisch entwickelter Gasblasen". *Zeitschrift für physikalische Chemie*, Vol. 166, pp 316 - 317, 1933
- Kast, W., *Chem. Ingr. Tech.* 35, pp163 - 168, 1963
- Katz, D.L., Myers, J.E., Young, E.H., Boiling outside finned tubes. *Petrol. Refiner*, Vol. 34, No. 2, pp 113 - 116, 1955
- Kirichenko, Yu.A., Evaluation of the conditions of vapour bubble separation during nucleate boiling. *Journal of Eng. Physics*, Vol. 25, No. 1, pp 811 - 817, 1973
- Klimenko, A.V., Candidate Thesis, MEI (Moskow Energetics Institute), 1975
- Klüsener, O., Form und Größe von Dampfblasen. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens*, Vol. 5, pp 118 - 120, 1934
- Knabe, V., Zum Einfluß der Heizflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang und die maximale Wärmestromdichte beim Blasensieden. *Dissertation Universität (GH) Paderborn*, 1984
- Konev, S.F., Polášek, F., Horvat, L., Investigation of boiling in capillary structures. *Heat Transfer - Soviet Research*, Vol. 19, No. 1, pp 14 - 17, 1987
- König, A., Der Einfluß der thermischen Heizwandeigenschaften auf den Wärmeübergang bei der Blasenverdampfung. *Wärme- und Stoffübertragung* 1, pp 38 - 44, 1973
- Koshkin, V. K., et al., *Unsteady-state heat transfer*. Mashinostroyeniye Press, Moscow, 1973
- Kovalev, S.A., Solov'ev, S.L., Ovodkov, O.A., Liquid boiling on porous surfaces. *Heat Transfer - Soviet Research*, Vol. 19, No. 3, pp 109 - 120, 1987
- Kovalev, S.A., Solov'ev, S.L., Ovodkov, O.A., Theory of boiling heat transfer on a capillary-porous surface. *Proc. 9th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 2, pp 105 - 110, Jerusalem, 1990
- Kravchenko, V.A., Tolubinskaya, L.F., Heat transfer with boiling ethane and ethylene. *Heat Transfer - Soviet Research*, Vol. 9, No. 3, 1977
- Kravchenko, V.A., Ostrovskiy, Yu.N., Effect of surface roughness on boiling heat transfer to light hydrocarbons and nitrogen. *Heat Transfer - Soviet Research*, Vol. 11, No. 1, pp 133 - 137, 1979
- Kulenovic, R., Mertz, R., Groll, M., High speed video visualization of pool boiling from structured tubular heat transfer surfaces. *ASME-ZSITS International Thermal Science Seminar*, Bled, Slowenien, 2000a
- Kulenovic, R., Mertz, R., Groll, M., High speed video flow visualization and digital image processing of pool boiling from enhanced tubular heat transfer surfaces. *International Symposium on Flow Visualization*, Edinburgh, UK, 2000b

- Kulenovic, R., Mertz, R., Groll, M. High speed flow visualization of pool boiling from enhanced evaporator tubes. 3rd European Thermal Sciences Conference, Heidelberg, Germany, 2000c
- Kulenovic, R., Mertz, Schäfer, P., R., Groll, M., Quantitative microscale high speed visualization of pool boiling phenomena from enhanced evaporator tubes. Engineering Foundation Conference: Heat Transfer and Transport Phenomena in Microsystems. Banff, Canada, 2000d
- Kurihara, H.M., Myers, J.E., The effect of superheat and surface roughness on boiling coefficients. AIChE Journal, Vol. 6, No. 1, pp 83 - 91, 1960
- Kutateladze, S.S., Fundamentals of heat transfer. Academic Press, New York, 1963
- Labuntsov, D.A., Teploenergetika 12, pp 19 - 26, 1959
- Labuntsov, D.A., Bubble growth mechanism on a heating surface. Journal of Eng. Physics, Vol. 6, No. 4, pp 33 - 39, 1963
- Lahey, R.T., Boiling heat transfer: modern developments and advances. Elsevier Verlag, Amsterdam, 1992
- Landolt-Börnstein, Numerical data and functional relationships in science and technology, Group III: Crystal and Solid State Physics, Vol. 15, Subvolume C, Springer Verlag, Berlin, 1991
- Lay, J.H., Dhir, V.K., Shape of a vapor stem during nucleate boiling of saturated liquids. J. Heat Transfer, Vol. 117, pp 396 - 401, 1995
- Lin Z., Ma T., Zhang Z., Pool boiling on porous surfaces with micro-grooves. Proc. 10th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 5, pp 111 - 116, Brighton, 1994
- Luke, A., Beitrag zum Einfluß der Mikrostruktur von Heizflächen auf den Wärmeübergang beim Blasensieden. Dissertation, Universität (GH) Paderborn, 1996
- Ma T., Liu X., Wu, J., Li, H., Effects of geometrical shapes and parameters of reentrant grooves on nucleate pool boiling heat transfer from porous surfaces. Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4, pp 2013 - 2018, 1986
- Madhusudana Rao, S., Balakrishnan, A.R. Analysis of pool boiling heat transfer over porous surfaces. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, pp 463 - 469, 1997
- Magrini, U., Nannei, E., On the influence of the thickness and thermal properties of heating walls on the heat transfer coefficients in nucleate pool boiling. J. Heat Transfer 5, pp 173 - 178, 1975
- Malenkov, I.G., The frequency of vapor bubble separation as a function of bubble size. Fluid Mech. Soviet Research, Vol. 1, pp 62-42, 1972
- Marto, P.J., Rosenow, W.M., Effects of surface conditions on nucleate pool boiling of sodium. J. Heat Transfer, Vol. 88, pp 196 - 204, 1966
- Marto, P.J., Lepere, V., Pool boiling heat transfer from enhanced surfaces to dielectric fluids. J. Heat Transfer, Vol. 104, pp 292 - 299, 1982
- Marto, P.J., Hernandez, B., Nucleate pool boiling characteristics of a GEWA-T surface in freon-113. AIChE Symposium Series, Heat Transfer, Vol. 79, No. 225, pp 1 - 10, 1983

- Marto, P.J., Wanniarachchi, A.S., Pulido, R.J., Augmentation the nucleate pool boiling characteristics of GEWA-T finned tubes in R113. ASME, Augmentation of Heat Transfer in Energy Systems, Ed. Bishop, P.J., HTD Vol. 52, pp 67 - 73, 1985
- Mascone, C.F., CPI strive to improve heat transfer in tubes. Chem. Eng., 1986
- McFadden, P.W., Grassmann, P., The relation between bubble frequency and diameter during nucleate pool boiling. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 5, pp 169-173, 1962
- McNelly M.J., A correlation of the rates of heat transfer to nucleate boiling liquids. J. Imp. Coll. Chem. Engng. Soc. 7, pp 18 - 34, 1953
- Memory, S.B., Sugiyama, D.C., Marto, P.J., Nucleate pool boiling of R114 and R114-oil mixtures from smooth and enhanced surfaces - 1. single tubes, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 38, No. 8, pp 1347 - 1361, 1995
- Mertz, R., Groll, M., Marvillet, Ch., Hesselgreaves, J.E., Enhanced static heat transfer surfaces for compact two-phase heat exchangers. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 14, No. 5, pp. 493-506, 1994
- Mertz, R., Groll, M., Vasiliev, L.L., Khrolenok, V.V., Khalatov, A.A., Kovalenko, G.V., Geletuha, G., Pool boiling from enhanced tubular heat transfer surfaces. 11th Int. Heat Transfer Conference, Kyongju, Korea, 1998
- Mertz, R., Groll, M., Thonon, B., Tubular heat transfer elements or compact two-phase heat exchangers. 2nd International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, Banff, Kanada, 1999
- Milton, R.M., Heat exchange system. U.S. Patent 3.384.154, 1968
- Milton, R.M., Heat exchange system. U.S. Patent 3.523.577, 1970
- Milton, R.M., Heat exchange system with porous boiling layer. U.S. Patent 3.587.730, 1971
- Milton, R.M., Gottzmann, C.F., High efficiency reboilers and condensers. Chem. Eng. Progr., Vol. 68, No. 9, pp 56 - 61, 1972
- Mikic, B., Rohsenow, W., A new correlation of pool boiling data including the effect of heating surface characteristics. J. Heat Transfer, Vol. 91, pp 245-250, 1969
- Mikic, B. Rohsenow, W., Griffith, P., On bubble growth rates. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 13, pp 657-666, 1970
- Moissis, R., Berenson, P.J., On the hydrodynamic transition in nucleate boiling. ASME J. Heat Transfer, Vol. 85, pp 221 - 229, 1963
- Moore, F.D., Mesler, R.B., The measurement of rapid surface temperature fluctuations during nucleate boiling of water. A.I.Ch.E. Journal, Vol. 7, No. 4, pp 620 - 624, 1961
- Mostinski, I.L., Application of the law of corresponding states to the calculation of heat transfer and critical heat fluxes during the boiling of a liquid. Teploenergetika 4, pp 66 - 71, 1963

- Myers, J.E., Katz, D.L., Boiling coefficients outside horizontal plain and finned tubes. *Refrigeration Engineering*, Vol. 60, No. 1, pp 59 - 69, 1952
- Myers, J.E., Katz, D.L., Boiling coefficients outside horizontal tubes. *Chem. Eng. Progr. Symp. Ser.*, Vol. 49, No. 5, pp 107 - 114, 1953
- Nakayama, W., Daikoku, T., Kuwahara, H. Nakajima, T., Dynamic model of enhanced boiling heat transfer on porous surfaces. Part 1: Experimental Investigations, Part 2: Analytical Modeling. *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 102, No. 3, pp 445-456, 1980
- Nakayama, W., Daikoku, H. Nakajima, T., Effects of pore diameters and system pressure on saturated pool nucleate boiling heat transfer from porous surfaces. *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp 286-291, 1982a
- Nishikawa, K., Ito, T., Tanaka, K., Enhanced heat transfer by nucleate boiling at sintered metal layer. *Heat Transfer Japanese Research*, Vol. 8 pp 65 - 81, 1979
- Nishikawa, K., Fujita, Y., Ohta, H., Hidaka, S., Effect of the surface roughness on the nucleate boiling heat transfer over a wide range of pressure. *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.*, Vol. 4, pp 61 - 66, München, 1982
- Nishikawa, K., Ito, T., Augmentation of nucleate boiling heat transfer by prepared surfaces. *ASME, Heat Transfer in Energy Problems*, Ed. Mizushima, T., Yang, W.J., pp 111 - 118, Washington D.C., Hemisphere, 1982
- Nishikawa, K., Ito, T., Tanaka, K., Augmented heat transfer by nucleate boiling at prepared surfaces. *Proc. ASME-JSME Therm. Eng. Joint Conf.*, Vol. 1, pp 387 - 393, 1983
- Nukijama, S., Maximum and minimum values of heat transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure. *J. Soc. Mech. Eng., Jap.* 37, pp 367 - 374, 1934
- Oktay, S., Schmeckenberger, A., Method for forming heat sinks on semiconductor device chips. U.S. Patent 3.706.127, 1972
- Oktay, S., Departure from natural convection (DNC) in low-temperature boiling heat transfer encountered in cooling micro-electronic LSI devices. *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.*, Munich, 1982
- O'Neill, P.S., Gottzmann, C.F., Terbot, J.W., Novel heat exchanger increases cascade cycle efficiency for natural gas liquefaction. *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 17, pp 420 - 437, 1972
- Palen, J.W., Yang, C.C., Circulation boiling model for analysis of kettle and internal reboiler performance. *ASME, Heat Exchangers for Two-Phase Applications*, HTD Vol. 27, pp 55 - 61, 1983
- Palen, J.W., Taborek, J., Yilmaz, S., Comments to the application of enhanced boiling surfaces in tube bundles. *Heat Exchanger Sourcebook*, Ed. Palen, J.W., pp 663 - 673, Washington D.C., Hemisphere, 1986
- Peebles, F.N., Garber, H.J., Studies on the motion of gas bubbles in liquids. *Chem. Eng. Progr.* 49, pp 88-97, 1953

- Prandtl, L., Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung. Verhandlung des 3. Int. Math. Kongr., Heidelberg, 1904
- Pridgeon, L.A., Badger, W.L., Studies in evaporation: Effect of surface conditions. Industrial and Engineering Chemistry, Vol 5, No. 16, pp 427 - 478, 1924
- Profos, P., Messfehler - Einführung in die Messtheorie. Teubner Verlag, Stuttgart, 1984
- Ragi, E.G., Composite structure for boiling liquids and its formation. U.S. Patent 3.684.007, 1972
- Rannenberg, M., Die Wärmeübertragung beim Sieden in kapillarporösen Drahtgewebestrukturen. Dissertation Universität (TH) Darmstadt, 1980
- Rannenberg, M., Beer, H., Heat transfer by evaporation in capillary porous wire mesh structures. Heat Mass Transfer, Vol. 7, No. 6, pp 425 - 436, 1980
- Reay, D.A., Applications to compact heat exchangers. Advances in Industrial Heat Transfer, Birmingham, UK, 1996
- Reay, D.A., Compact Heat Exchangers. CADDET Guide No. 25, CADDET, Sittard, The Netherlands, 1999
- Robinson, D.B., Katz, D.L., Effect of vapor agitation on boiling coefficients. Chem. Eng. Progr., Vol. 6., pp 317 - 324, 1951
- Rogers, T.F., Mesler, R.B., An experimental study of surface cooling by bubbles during nucleate boiling of water. AIChE Journal, Vol. 10, No. 5, pp 656 - 660, 1964
- Rohsenow, W.M., A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids. Trans. ASME 74, pp 969 - 976, 1952
- Roth, G., Konstruktion und Aufbau einer Versuchsanlage zur Untersuchung rohrförmiger Wärmetauscheroberflächen. Diplomarbeit, IKE5-D-275, Institut für Kernenergetik und Energiesysteme, Universität Stuttgart, 1996
- Rüthlein, H., Aufbau und Erprobung einer Apparatur zur Messung des Wärmeübergangs von einem horizontalen Rohr an tiefsiedende Flüssigkeiten. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1984
- Saidi, M.H., Ohadi, M., Souhar, M. Enhanced pool boiling of R123 refrigerant on two selected tubes. Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp 885 - 895, 1999
- Saier, M., Kastner, H.W., Klockler, R., Y- and T-finned tubes and method and apparatus for their making. U.S. Patent 4.179.911, 1979
- Salem, M.I., Wärmeübergang beim Blasensieden und Größenverteilung von stabilen Blasenkeimen sowie von Rauigkeitsvertiefungen der Heizfläche. Dissertation Universität (GH) Paderborn, 1979
- Sardesai, R.G., Palen, J.W., Thome, J.R., Nucleate pool boiling of hydrocarbon mixtures. AIChE National Conference, Miami Beach, 1986

- Sauer, E.T., Master`s Thesis. Massachusetts Institute of Technology, 1935
- Schimmelpfennig, K., Über den Einfluß künstlicher Dampfblasenkeimstellen auf den Siedevorgang. Dissertation TU Berlin, 1973
- Schmittle, K.V., Starner, K.E., Heat transfer in pool boiling. U.S. Patent 4.074.753, 1978
- Schömann, H., Beitrag zum Einfluß der Heizflächenrauigkeit auf den Wärmeübergang beim Blasensieden. Dissertation Universität (GH) Paderborn, 1994
- Schömann, H., Luke, A., Gorenflo, D., Size distribution of active nucleation sites with pool boiling heat transfer at single tubes with different roughnesses. Proc. 10th Int. Heat Transfer Conference, Brighton, Vol. 5, pp 63 - 68, 1994
- Schroth, H.H., Ein Beitrag zur Verdampfung an überfluteten Glatt- und Rippenrohren. Luft- und Klimatechnik, Vol. 4, No. 5, pp 212 -218, 1968
- Shah, R.K., Mueller, A.C., Heat Exchange. Ullmann`s Encyclopedia of Industrial Chemistry, Vol. B3, Weinheim, Germany, 1988
- Shah, R.K., Editor - Compact Heat Exchangers for the Process Industries. Begell House Inc, New York, 1997
- Shah, R.K., Editor - Compact Heat Exchangers for the Process Industries. Begell House Inc, New York, 1999
- Shakir, S., Thome, J.R., Boiling nucleation in mixtures on smooth and enhanced boiling surfaces. Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4, pp 2081 - 2086, San Francisco, 1986
- Sharma, P.R., Determination of heat transfer rates in nucleate pool boiling of pure liquids for a wide range of pressure and heat flux. Proc. 11th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 2, pp 467 - 472, Kyongju, Korea, 1998
- Sharp, R.R., The nature of liquid film evaporation during nucleate boiling. NASA Technical Note D-1997, 1964
- Shum, M.S., Finned heat transfer tube with porous boiling surface and method for producing same. U.S. Patent 4.182.412, 1980
- Siebert, M., Untersuchung zum Einfluß des Wandmaterials und des Rohrdurchmessers auf den Wärmeübergang von horizontalen Rohren an siedende Flüssigkeiten. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1987
- Slipcevic, B., Ein Beitrag zum Wärmeübergang von Kältemitteln an einzelnen glatten Rohren. Klima-Kälte-Technik, Vol. 9, pp 186 - 192, 1973
- Slipcevic, B., Ein Beitrag zum Wärmeübergang beim Blasensieden von Kältemitteln an einzelnen Rippenrohren. Kälte- und Klimatechnik, Vol. 2, pp 69 - 76, 1974
- Slipcevic, B., Zimmermann, F., Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden von Kältemitteln an einzelnen Rippenrohren. Klima Kälte Heizung, Vol. 3, pp 115 - 120, 1982

- Smirnov, G.F., Approximate theory of heat transfer with boiling on surface structures covered with capillary-porous structures. Thermal Engineering 24, No. 9, pp 77-80, 1977
- Smirnov, G.F., Caba, A.L., Afanasiev, B.A., The heat transfer in splits, capillaries, wick structures. 3rd Int. Heat Pipe Conference, Palo Alto, USA. 1978
- Sokol, P., Blein, P., Gorenflo, D., Rott, W., Schömann, H., Pool boiling heat transfer from plain and finned tubes to propane and propylene. Proc. 9th Int. Heat Trans. Conf., Jerusalem, 1990
- Starner, K.E., Cromis, R.A., Energy savings using High Flux evaporator surface in centrifugal chillers. ASHRAE J. Vol. 19, No. 12, pp 24 - 27, 1977
- Steinbrecht, D., Einfluß der Wärmeleitfähigkeit des Heizflächenmaterials auf die Wärmeübergangszahlen beim Blasensieden. Wiss. Zeitschrift der Techn. Hochschule Magdeburg 14, Vol. 8, pp 929 - 930, 1970
- Stephan, K., Berechnung des Wärmeübergangs an siedende Kältemittel. Kältetechnik Vol. 15, No. 8, pp 231-234, 1963
- Stephan, K., Beitrag zur Thermodynamik des Wärmeübergangs beim Sieden. Abh. Dt. Kältetechnik Verf., No. 18, C.F. Müller, Karlsruhe, 1964
- Stephan, K., Preußner, P., Wärmeübergang und maximale Wärmestromdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische. Chem.-Ing. Techn. MS 649/79, Synopse: Chem. Ing. Techn. 51, Vol 37, 1979
- Stephan, K., Abdelsalam, M., Heat transfer correlations for natural convection boiling. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp 73-87, 1980
- Stephan, K., Mitrovic, J., Heat transfer in natural convective boiling of refrigerants and refrigerant-oil mixtures in bundles of T-shaped finned tubes. ASME, Advances in Enhanced Heat Transfer, HTD Vol. 18, pp 131 - 146, 1981
- Styrikovich, M.A., Malysenko, S.P., Andrianov, A.B., Talaev, I.V., Investigation of boiling on porous surfaces. Heat Transfer Soviet Research, Vol. 19, pp 23 - 29, 1987
- Sultan, M., Judd, R.L., Spatial distribution of active sites and bubble flux density. ASME J. Heat Transfer, Vol. 100, pp 56 - 62, 1978
- Szumigala, E.T., Manufacturing method for boiling surfaces. U.S. Patent 3.566.514, 1971
- Taborek, J., Effect of commercial enhanced surfaces on the boiling heat transfer curve. ASME, Advances in Enhanced Heat Transfer, Ed. Yilmaz, S. and Westwater, J.W., pp 73 - 91, 1980
- Tanes, M.Y., Zum Einfluss der Oberflächenbeschaffenheit der Heizfläche auf den Wärmeübergang beim Blasensieden. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1976
- Tehver, J., Sui, H., Temkina, V., Heat transfer and hysteresis phenomena in boiling on porous plasma sprayed surface. Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 5, pp 714 - 727, 1992
- Technische Regeln Druckgasbehälter, TRG 102, Druckgase, Gasgemische; März 1985, WEKA Fachverlage GmbH & Co. KG, Kissing

Technische Regeln Druckgasbehälter, TRG 280, Allgemeine Anforderungen an Druckgasbehälter; Betreiben von Druckgasbehältern, September 1989, WEKA Fachverlage GmbH & Co. KG, Kissing

Thome, J.R., Shakir, S., A new correlation for nucleate pool boiling of aqueous mixtures. AIChE Symp. Series, Vol. 83, No. 257, pp. 46 - 51, 1987

Thome, J.R., Enhanced boiling heat transfer. Hemisphere Pub. Corp., London, 1990

Thonon, B., Mercier, P., Compact to very compact heat exchangers for the process industry. Process intensification in practice, Ed. J. Semel, 2nd Int. Conf. on Process Intensification, Antwerp, 1997

Thonon, B., Compact heat exchangers applied to industrial and environmental processes. Eurotherm Seminar 62, Grenoble, France, 1998

Tolubinskii, V.I., Boiling heat transfer and vapour bubbles growth rate. Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo 1974, Vol.4, pp 40-44, 1974

Tori, T., Hirasawa, S., Kuwahara, H., Yanagida, T., Fujie, K., The use of heat exchangers with Thermoexcel's tubings in ocean thermal energy power plant. ASME Paper 78-WA, HT65, 1978

Touloukian, Y.S., Buyco, E.H., Thermophysical properties of matter. Vol. 1 - 13, IFI0 Plenum, New York, 1970

Trepp, C., Hoffmann, T.V., Boiling heat transfer from structured surfaces to liquid nitrogen. Wärme Stoffübertrag., Vol. 14, pp 15 - 22, 1980

Trewin, R.R., Jensen, M.K., Bergles, A.E., Pool boiling from enhanced surfaces in pure and binary mixtures of R-113 and R-11. Proc. 10th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 5, pp 165 - 170, Brighton, 1994

Vachon, R.I., Nix, G.H., Tanger, G.E., Cobb, R.E., Pool boiling heat transfer from Teflon coated stainless steel. J. Heat Transfer, Vol. 91, pp 364 - 370, 1969

van Stralen, S.J.D, Zijl, W., Fundamental developments in bubble dynamics. Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Toronto, Vol. 6, pp 429-450, 1978

VBG 21, Verwendung von Flüssiggas, Oktober 1993, Carl Heymanns Verlag KG, Köln

VBG 61, Gase, April 1997, Carl Heymanns Verlag KG, Köln

VDE-Bestimmung 0171, Ausgabe 2.61, Vorschriften für explosionsgeschützte elektrische Betriebsmittel, Abschnitt III, IV, VI-X

VDI-Wärmeatlas, Springer Verlag, Berlin, 1997

Venart, J.E.S., Sousa, A.C.M., Jung, D.S., Nucleate and film boiling heat transfer in R11: The effects of enhanced surfaces and inclination. Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4, pp 2019 - 2024, San Francisco, 1986

- Wang, D.Y., Cheng, J.G., Zhang, H.J., Pool boiling heat transfer from T-finned tubes at atmospheric and super-atmospheric pressures. ASME HDT-Vol. 159, Phase Change Heat Transfer, 1991
- Wang, C.H., Dhir, V.K., Effect of surface wettability on active nucleation site density during pool boiling of water on a vertical surface. ASME J. Heat Transfer, Vol. 115, pp 659 - 669, 1993a
- Wang, C.H., Dhir, V.K., On the gas entrapment and nucleation site density during pool boiling of saturated water. ASME J. Heat Transfer, Vol. 115, pp 670 - 679, 1993b
- Ware, C.D., Heat transfer surface. U.S. Patent 3.326.283, 1967
- Wark, J.W., J. Phys. Chem., Vol. 37, pp 623, 1933
- Webb, R.L., Heat transfer surface which promotes nucleate ebullation. U.S. Patent 3.521.708, 1970
- Webb, R.L., Heat transfer surfaces having a high boiling heat transfer coefficient. U.S. Patent 3.696.861, 1972
- Webb, R.L., The evolution of enhanced surface geometries for nucleate boiling. Heat Transfer Engineering, Vol. 2, pp 46-69, 1981
- Webb, R.L., Nucleate boiling on porous coated surfaces. Heat Transfer Eng., Vol. 4, pp 71 - 82, 1983
- Webb, R.L., Bergles, A.E., Heat transfer enhancement; second generation technology. Mech Eng. Vol 105, pp 60 - 67, 1983
- Webb, R.L., Bergles, A.E., Junkhan, G.H., Bibliography of U.S. patents on augmentation of convective heat and mass transfer II. Heat Transfer Laboratory Report HTL-31, ISU-ERI-Ames-84257, Iowa State Univ., Ames, Iowa, 1983
- Webb, R.L., Pais, C., Pool boiling data for five refrigerants on three tube geometries. ASHRAE Transaction, Vol. 97, 1991
- Webb, R.L., Pais, C., Nucleate pool boiling data for five refrigerants on plain, integral-fin and enhanced tube geometries. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No. 8, pp 1893 - 1904, 1992
- Webb, R.L., Principles of enhanced heat transfer. John Wiley & Sons Inc., New York, 1994
- Webber, W.O., Under fouling conditions - finned tubes can save money. Chem. Eng., March, pp 149 - 152, 1960
- Weckesser, M., Untersuchungen zur Blasenbildung beim Sieden in freier Konvektion. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1990
- Wickenhäuser, G., Einfluß der Wärmestromdichte und des Siededruckes auf den Wärmeübergang beim Blasensieden von Kältemitteln. Dissertation Universität (TH) Karlsruhe, 1972
- Xin, M., Chao, Y., Analysis and experiment of boiling heat transfer on T-shaped finned surfaces. Proc. 23rd Nat. Heat Transfer Conf. , Denver, 1985

- Yatabe, J.M., Westwater, J.W., Bubble growth rates for ethanol-water and ethanol-isopropanol mixtures. Chem. Engineering Progress Symposium Series, Vol. 62, No. 64, pp 17-23, 1966
- Yilmaz, S., Hwalek, S., Westwater, J., Pool boiling heat transfer performance for commercial enhanced tube surfaces. ASME Paper No. 80-HT-41, Orlando, 1980
- Yilmaz, S., Westwater, J., Effect of commercial enhanced surfaces on the boiling heat transfer curve. Advances in Enhanced Heat Transfer, ASME, HTD Vol. 18, pp 73, 1981
- Yilmaz, S., Palen, J.W., Performance of finned tube reboilers in hydrocarbon service. ASME Paper No. 84-HT-91, 1984
- Young, R.K., Hummel, R.L., Improved nucleate boiling heat transfer. Chem. Engr. Prog., Symp. Ser., Vol. 61, No. 59, pp 264 - 270, 1965
- Zhou, X., Bier, K., Pool boiling heat transfer from a horizontal tube coated with oxide ceramics. Proc. Eurotherm Seminar No. 48, Paderborn, 1996a
- Zhou, X., Bier, K., Influence of the heat conduction properties of the wall material and of the wall thickness on pool boiling heat transfer. Proc. Eurotherm Seminar No. 48, Paderborn, 1996b
- Zieman, W.E., Katz, D.L., Boiling coefficients for finned tubes. Petrol. Refiner, Vol. 26, No. 8, pp 78 - 82, 1947
- Zimmermann, F., Messung der Wärmeübergangskoeffizienten von verdampfenden Kältemitteln bei überfluteter Verdampfung. Klima-Kälte-Heizung, Vol. 1, pp 11 - 17, 1982
- Zuber, N., Nucleate boiling. The region of isolated bubbles and the similarity with natural convection. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 6., pp 53-78, 1963

ANHANG A

Verbesserungsfaktoren der Oberflächen TO6 bis TO9

Die Abbildungen A.1 bis A.9 zeigen die mit den aus Kohlenstoffstahl St35.8 gefertigten Röhren TO6 bis TO9 erreichten Verbesserungsfaktoren F_i gegenüber einem Glattrohr aus St35.8. In den Abbildungen A.1 bis A.5 ist ein Vergleich der Verbesserungsfaktoren der verschiedenen Oberflächen bei derselben Temperatur dargestellt, während in den Abbildungen A.6 bis A.9 die Ergebnisse jeweils einer Oberflächen bei verschiedenen Sättigungstemperaturen aufgezeigt sind.

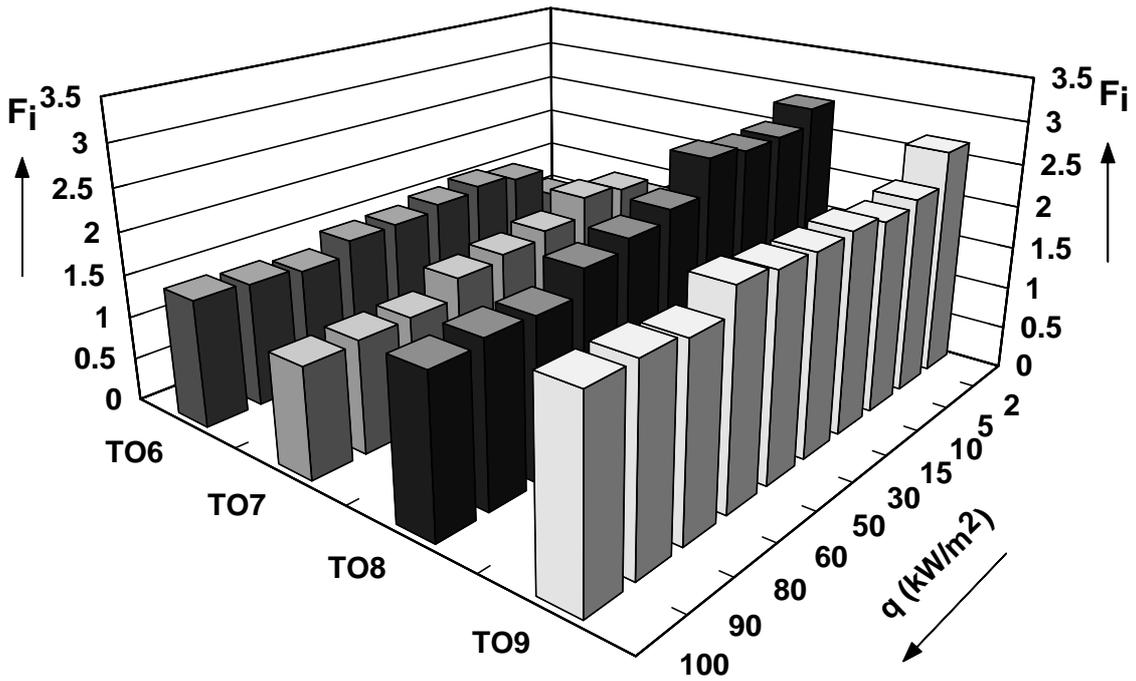


Abbildung A.1 Verbesserungsfaktoren F_i für die untersuchten Kohlenstoffstahlrohre TO6 bis TO9, Arbeitsmittel Propan, $T = 253 \text{ K}$

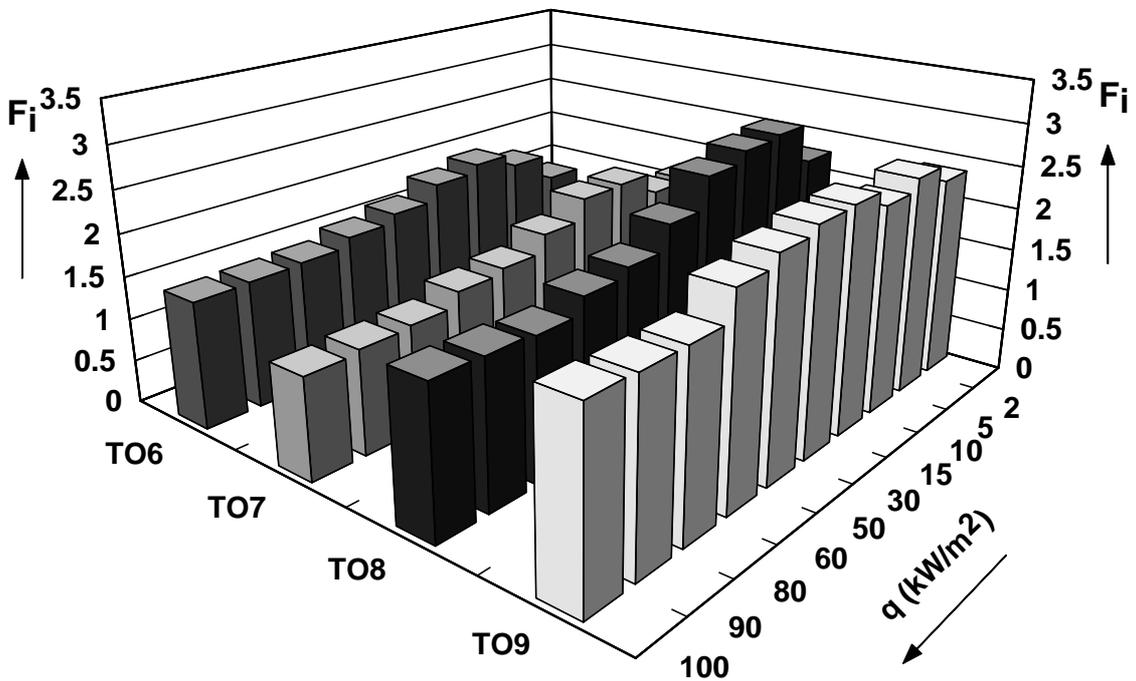


Abbildung A.2 Verbesserungsfaktoren F_i für die untersuchten Kohlenstoffstahlrohre TO6 bis TO9, Arbeitsmittel Propan, $T = 263 \text{ K}$

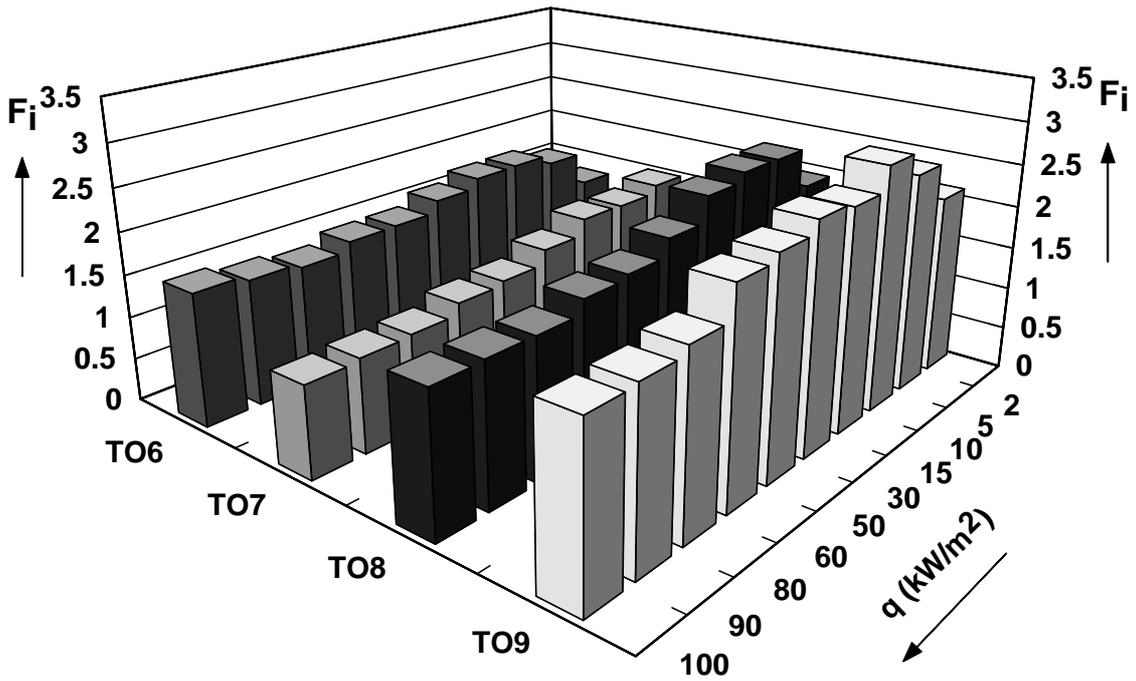


Abbildung A.3 Verbesserungsfaktoren F_i für die untersuchten Kohlenstoffstahlrohre TO6 bis TO9, Arbeitsmittel Propan, $T = 273 \text{ K}$

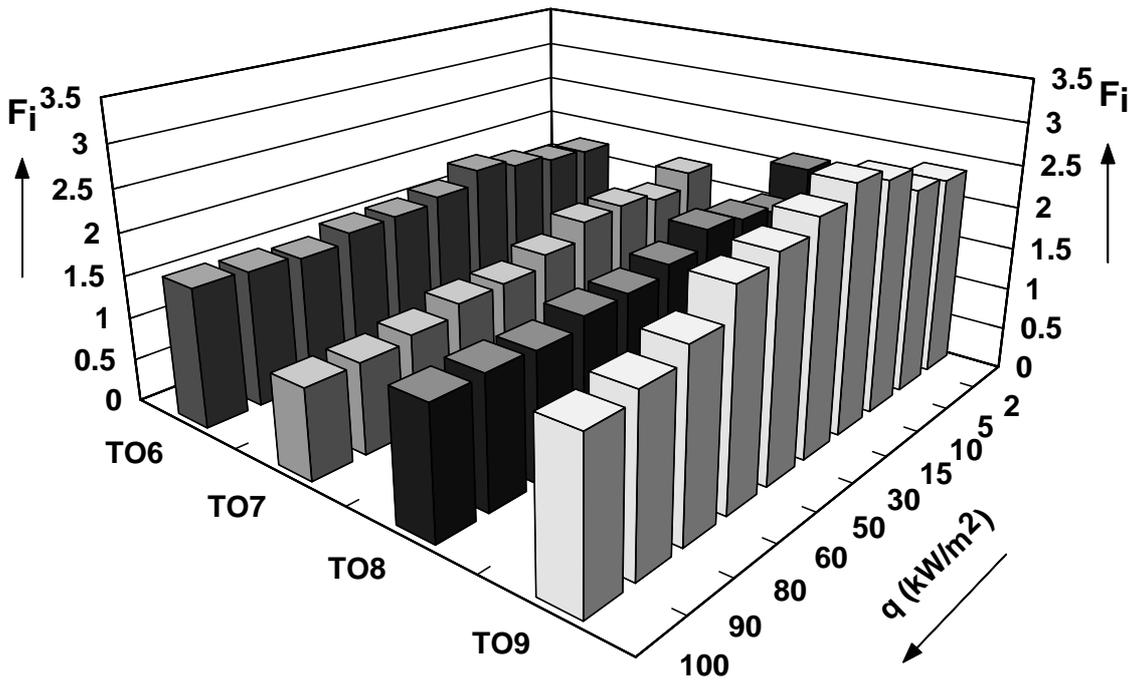


Abbildung A.4 Verbesserungsfaktoren F_i für die untersuchten Kohlenstoffstahlrohre TO6 bis TO9, Arbeitsmittel Propan, $T = 283 \text{ K}$

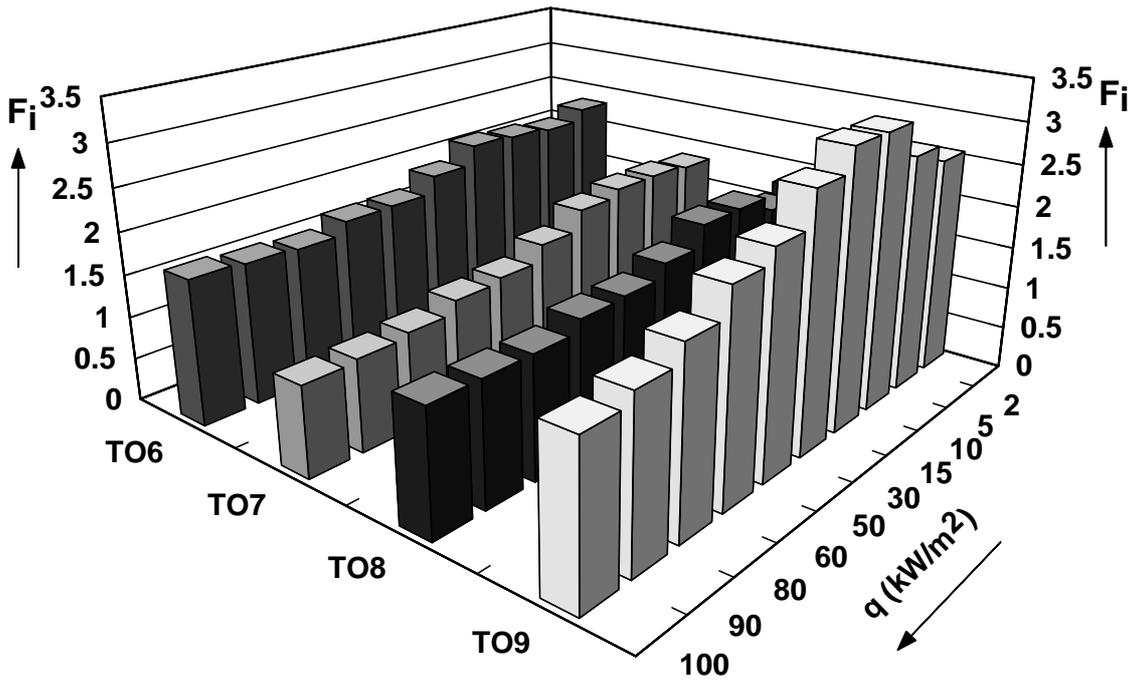


Abbildung A.5 Verbesserungsfaktoren F_i für die untersuchten Kohlenstoffstahlrohre TO6 bis TO9, Arbeitsmittel Propan, $T = 293$ K

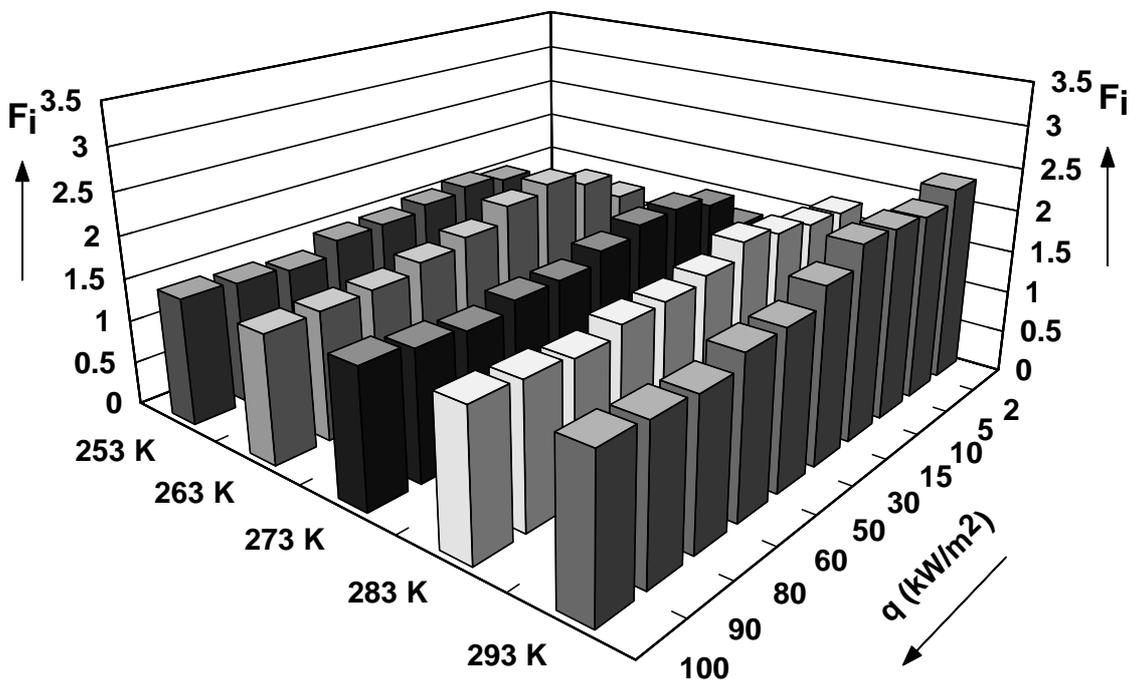


Abbildung A.6 Verbesserungsfaktoren F_i für TO6, Arbeitsmittel Propan

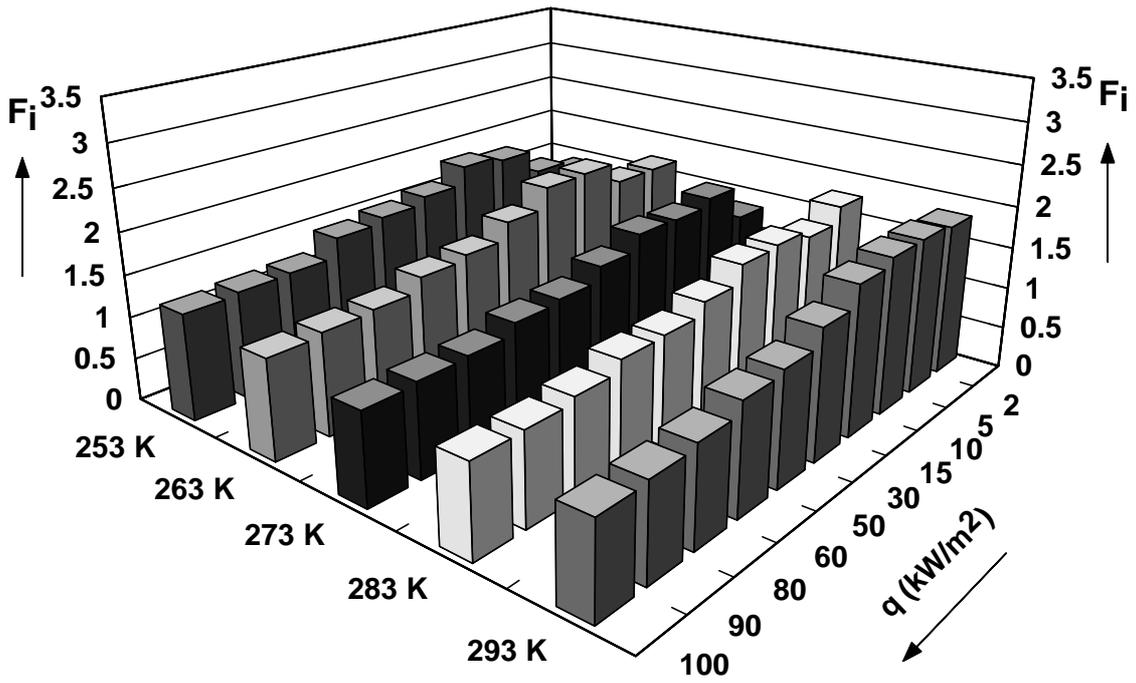


Abbildung A.7 Verbesserungsfaktoren F_i für TO7, Arbeitsmittel Propan

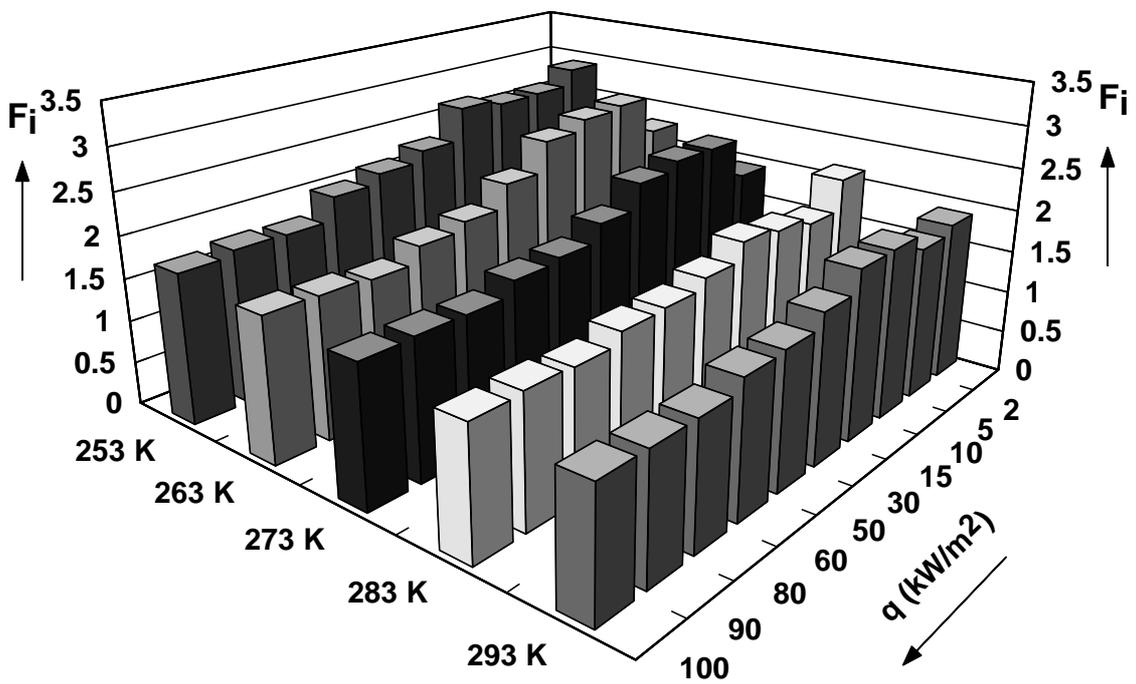


Abbildung A.8 Verbesserungsfaktoren F_i für TO8, Arbeitsmittel Propan

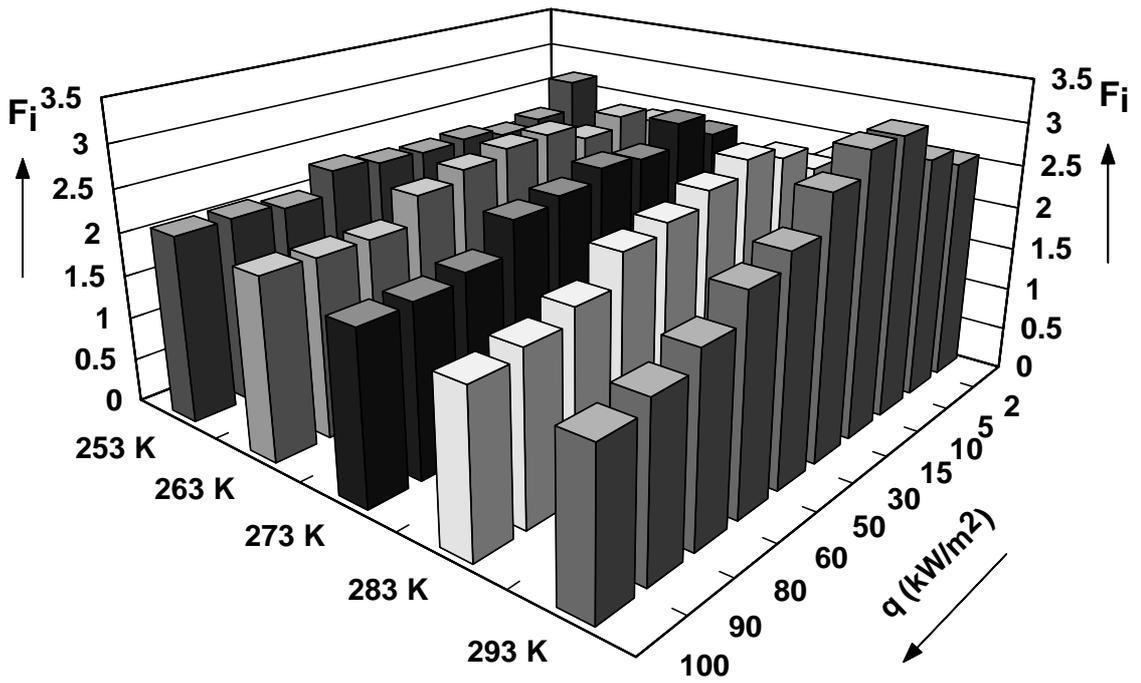


Abbildung A.9 Verbesserungsfaktoren F_i für TO9, Arbeitsmittel Propan

ANHANG B

Oberflächenstrukturen

Die Abbildungen B.1 bis B.11 zeigen vermaßte Aufnahmen und Längsschnitte der Oberflächenstrukturen der untersuchten Wärmeübertragerelemente.

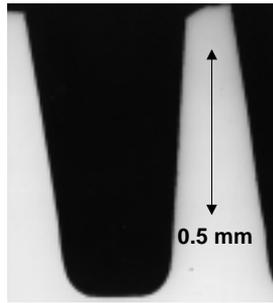
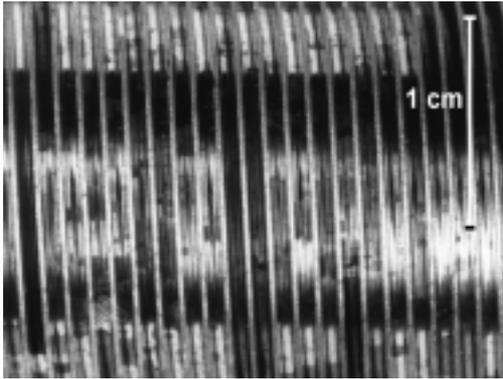


Abbildung B.1 GEWA-K CuNi

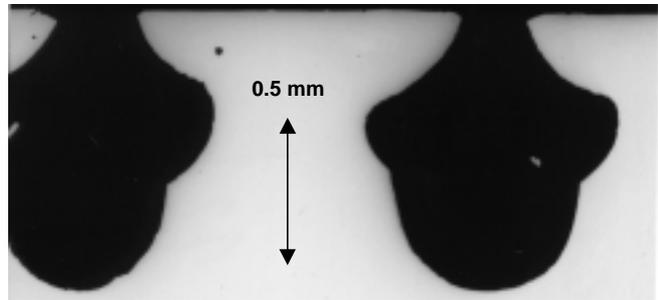
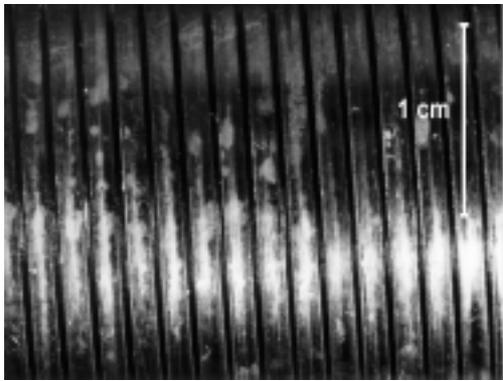


Abbildung B.2 GEWA-T CuNi

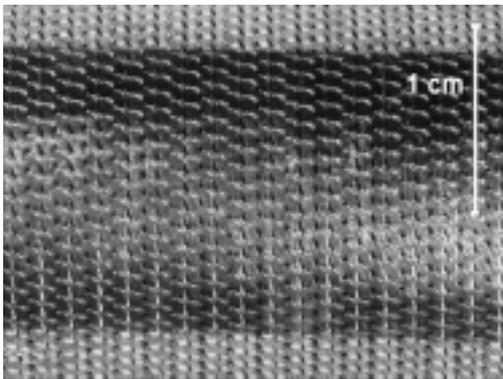


Abbildung B.3 TO1 CuNi

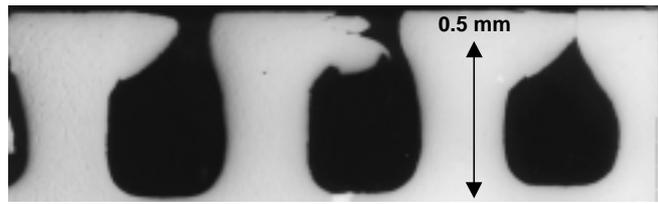
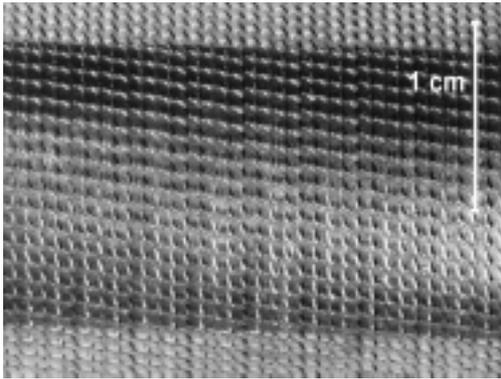


Abbildung B.4 TO2 CuNi

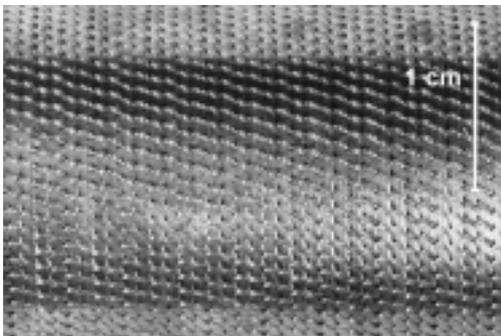


Abbildung B.5 TO3 CuNi

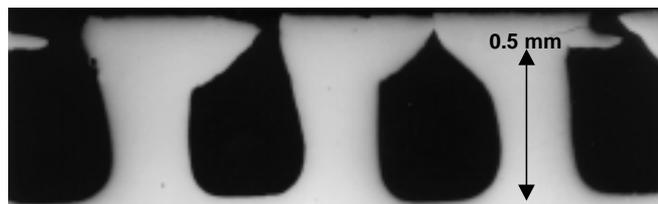
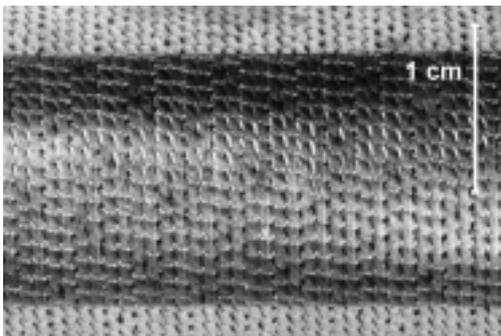


Abbildung B.6 TO4 CuNi

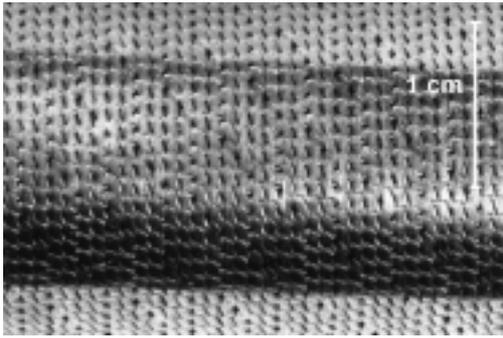


Abbildung B.7 TO5 CuNi

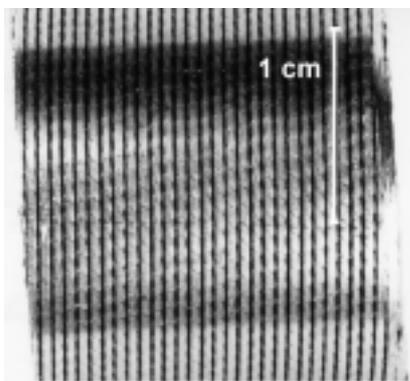


Abbildung B.8 TO6 St35.8

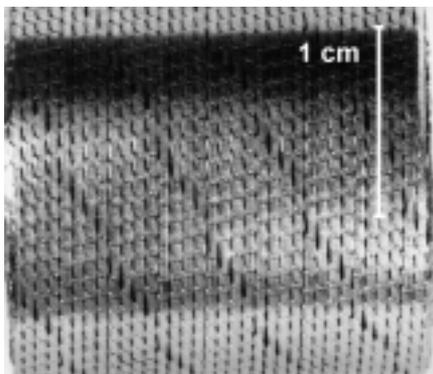


Abbildung B.9 TO7 St35.8

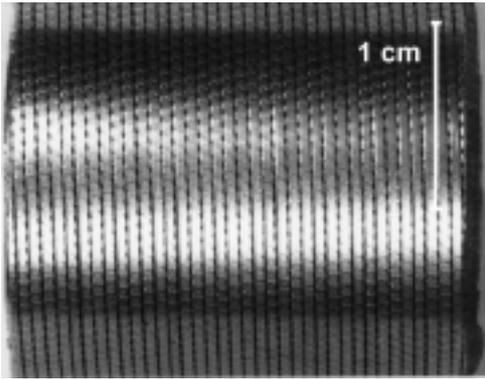


Abbildung B.10 TO8 St35.8

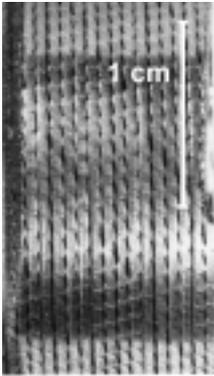


Abbildung B.11 TO9 St35.8

ANHANG C

FEHLERBETRACHTUNG

C.1 Grundlagen

Um quantitative und objektive Angaben über materielle, durch physikalische Größen erfassbare Eigenschaften eines physisch existenten Objektes zu erhalten, müssen Messungen durchgeführt werden (Profos, 1984). Aber bei jedem Messvorgang treten aufgrund verschiedener Einflüsse Fehler bei der Bestimmung von Messwerten auf. In den Normen DIN 1319 und ISO 3534 sind diese Fehler und ihre Behandlung definiert. Geht man davon aus, dass keine direkten Fehler durch die falsche Handhabung der Messinstrumente und Messwerte Einfluss auf die Ergebnisse nehmen, sind die häufigsten Fehler systematischer oder zufälliger Art (Gränicher, 1996). Die Behandlung von Messwerten zur Berücksichtigung erkannter Fehler beruht auf der Art des Fehlers und auf der Anzahl der einflussnehmenden Messgrößen. Besteht ein gesuchtes Endergebnis aus einer Funktion verschiedener Messgrößen, wird der entsprechende Gesamtfehler, unter Verwendung der Einzelfehler, mit Hilfe des Fehlerfortpflanzungsgesetzes bestimmt.

C.1.1 Systematische Fehler

Systematische Fehler oder systematische Messabweichungen besitzen einen konstanten Wert und können deshalb durch Wiederholungsmessungen, unter Voraussetzung derselben Messbedingungen, nicht erkannt werden. Solche Fehler können nur durch die Verwendung anderer Messmethoden und anderer Messinstrumente bestimmt werden. Ist eine solche Messabweichung bekannt, kann sie anhand ihres konstanten Charakters leicht eliminiert werden.

In den meisten Fällen ist die gesuchte Ergebnisgröße eine Funktion aus mehreren Messgrößen $F = F(f_k)$. In diesem Fall wird das Fehlerfortpflanzungsgesetz für systematische Fehler zur Bestimmung der Ergebnisgröße verwendet.

$$\Delta F = \sum_{k=1}^n \left(\frac{\partial F}{\partial f_k} \right) \Delta f_k, \quad (\text{C.1})$$

wobei anstatt der absoluten Messabweichung oft der relative Fehler $\Delta F/F$ ermittelt wird.

$$\frac{\Delta F}{F} = \sum_{k=1}^n \left(\frac{1}{F} \frac{\partial F}{\partial f_k} \right) \Delta f_k \quad (\text{C.2})$$

mit $F = F(f_1, f_2 \dots f_n)$.

C.1.2 Zufällige Fehler

Zufällige Fehler beruhen auf nicht erfassbaren und nicht vorhersehbaren Einflüssen und sind deshalb durch Wiederholungsmessungen in Größe und Vorzeichen nicht reproduzierbar. Diese Fehler erzeugen Ergebnisse mit zufallsbedingten Schwankungen, welche in einem gewissen Streubereich liegen. Zur Beschreibung zufälliger Fehler werden Methoden der mathematischen Statistik verwendet.

Eine dieser Methoden ist die Häufigkeitsverteilung, bei der die einzelnen Messwerte zum Beispiel anhand eines Histogramms dargestellt werden. Aus einer Anzahl von Messungen unter gleichen Bedingungen wird der Wert bestimmt, welcher dem tatsächlichen Messwert am besten entspricht. Dazu wird zuerst die beste Schätzung ermittelt, zum Beispiel das arithmetische Mittel der Einzelmesswerte $v_{i,j}$ ($j=1, \dots, n$).

$$x_i = \bar{v}_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n v_{i,j} \quad (\text{C.3})$$

Der Mittelwert allein ist zur Bestimmung einer Verteilung nicht ausreichend. Es muss auch die Streuung der Einzelmessergebnisse um den optimalen Mittelwert bekannt sein. Kennwerte zur Beschreibung dieser Streuung sind die empirische Varianz,

$$s_{x_i}^2 = \frac{1}{n} s_{v_i}^2 \quad (\text{C.4})$$

mit s_v als Schätzwert für die Standardabweichung der Einzelmessung.

$$s_{v_i} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (v_{i,j} - \bar{v}_i)^2} \quad (\text{C.5})$$

Ist das Endergebnis nicht nur von einer Messgröße mit Zufallsfehler abhängig, sondern von mehreren Messgrößen, wird das Fehlerfortpflanzungsgesetz für die Varianzen der Mittelwerte verwendet.

$$s_F^2 = \sum_{j=1}^n \left(\frac{\partial F}{\partial x_j} \right)^2 s_{x_j}^2 \quad (\text{C.6})$$

C.1.3 Fehlergrenzen

Für viele Messinstrumente sind nicht die tatsächlichen Fehler, sondern Fehlergrenzen angegeben. Nach DIN 1319 Bl. 3 sind Fehlergrenzen die vereinbarten oder garantierten zugelassenen äußersten Abweichungen nach oben und/oder unten von einem vorgeschriebenen Wert der Messgröße, zum Beispiel dem tatsächlichen Anzeigewert oder dem Bereichsendwert. Fehlergrenzen können einseitig oder zweiseitig sein und dürfen nicht überschritten werden, unabhängig von der Messunsicherheit, mit der der Messwert oder das Messergebnis bestimmt werden können.

Bei der Berechnung der Gesamtfehlergrenzen können die relativen maximalen Ergebnisfehlergrenzen durch Addition der Beträge der Einzelfehlergrenzen oder die relativen statistischen Ergebnisfehlergrenzen durch quadratische Addition der Einzelfehlergrenzen ermittelt werden.

$$\frac{G_{y, \max}}{y} = \pm \sum_{i=1}^n \left[\frac{G_i}{x_i} \right] \quad (\text{C.7})$$

$$\frac{G_{y, stat}}{y} = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^n \left[\frac{G_i}{x_i} \right]^2} \quad (C.8)$$

C.2 Anwendung auf die Messaufgabe

Die Qualität der Wärmeübertragung von einer Verdampferoberfläche an ein Fluid wird durch den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten α beschrieben und kann aus den ermittelten Werten der Wärmestromdichte und der Wandüberhitzung berechnet werden.

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T} \quad (C.9)$$

Fehler treten hauptsächlich durch ungenaue Messung der Ausgangswerte zur Ermittlung der Wärmestromdichte und der Wandüberhitzung auf, aber auch durch Temperaturschwankungen im Fluid und ungenaue Angaben der Rohrgeometrien.

C.2.1 Wärmestromdichte

Die Wärmestromdichte q ist als Quotient der eingebrachten Heizleistung Q und der Wärmeübertragungsoberfläche A definiert.

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{I \cdot U}{A} \quad (C.10)$$

Zur Bestimmung der eingebrachten Heizleistung Q werden zwei Digital-Multimeter M 4660-A eingesetzt, welche die Spannung und den Strom direkt in der Leitung des Heizelements messen. Die Messgenauigkeiten für diese Multimeter sind in Tabelle C.1 angegeben.

Tabelle C.1 Relevante Messtoleranzen des Digital-Multimeters M 4660-A

Betriebsart	Messbereich	Genauigkeit	Auflösung
Wechselspannung	200V	$\pm 0.5 \% + 10 \text{ dgts}$	10 μV
Wechselstrom	20 A	$\pm 1.2 \% + 15 \text{ dgts}$	1 mA

Da Fehlergrenzen angegeben sind, können nur die relativen maximalen, bzw. relativen statistischen Ergebnisfehlergrenzen durch folgende Gleichungen bestimmt werden.

C relative maximale Fehlergrenze für die Heizleistung

$$\frac{G_{Q, \max}}{Q} \cdot \pm \left(\frac{G_U}{U} \% \frac{G_I}{I} \right) \quad (\text{C.11})$$

C relative statistische Fehlergrenze für die Heizleistung

$$\frac{G_{Q, \text{stat}}}{Q} \cdot \pm \sqrt{\left(\frac{G_U}{U} \right)^2 \% \left(\frac{G_I}{I} \right)^2} \quad (\text{C.12})$$

C.2.2 Wandüberhitzung

Die Wandüberhitzung ΔT ist definiert als Differenz der Temperatur der Heizfläche und der Temperatur des Fluids.

$$\Delta T = T_w - T_s \quad (\text{C.13})$$

Die Temperatur der Heizfläche T_w wird als arithmetisches Mittel aus jeweils 16 Einzelmessungen der vier in der Heizfläche befestigten Thermoelemente bestimmt. Die Fluidtemperatur T_s wird aus den Messwerten von zwei Thermoelementen in der Flüssigkeit und einem Thermoelement im Dampfraum gemittelt. Für alle Temperaturmessungen werden ausschließlich NiCr-Ni Thermoelemente der Klasse 2 verwendet (DIN 584-1). Im für die Kalibrierung und die Experimente relevanten Temperaturbereich von 243 K < T < 313 K ist die Grenzabweichung mit $\delta T = \pm 2.5 \text{ K}$ oder $0.0075 \cdot (T)$ angegeben. Aufgrund der geringen Versuchstemperaturen ist keine Beeinflussung der Messwerte durch Alterung des Thermoelementmaterials zu erwarten.

Vor jedem Versuch wird die gesamte Messkette kalibriert. Als Referenztemperaturmessstelle wird ein Präzisionsmessgerät vom Typ Burster Kelvimat 4321 mit einem PT-100 Widerstandstempersensoren verwendet ($\pm 0.015 \text{ K}$). Die mit den Thermoelementen aufgenommenen Messwerte werden mit Polynomen 3. Grades nach der Methode des kleinsten Fehlerquadrats an die Kalibrierkurve angeglichen. Die noch verbleibenden Abweichungen der Korrekturkurve von den Referenzwerten, im Bereich der für die Experimente relevanten Temperaturen von 253 K bis 293 K, liegen im Bereich von $\delta T = \pm 0.1 \text{ K}$ (Abb. C.1 und C.2).

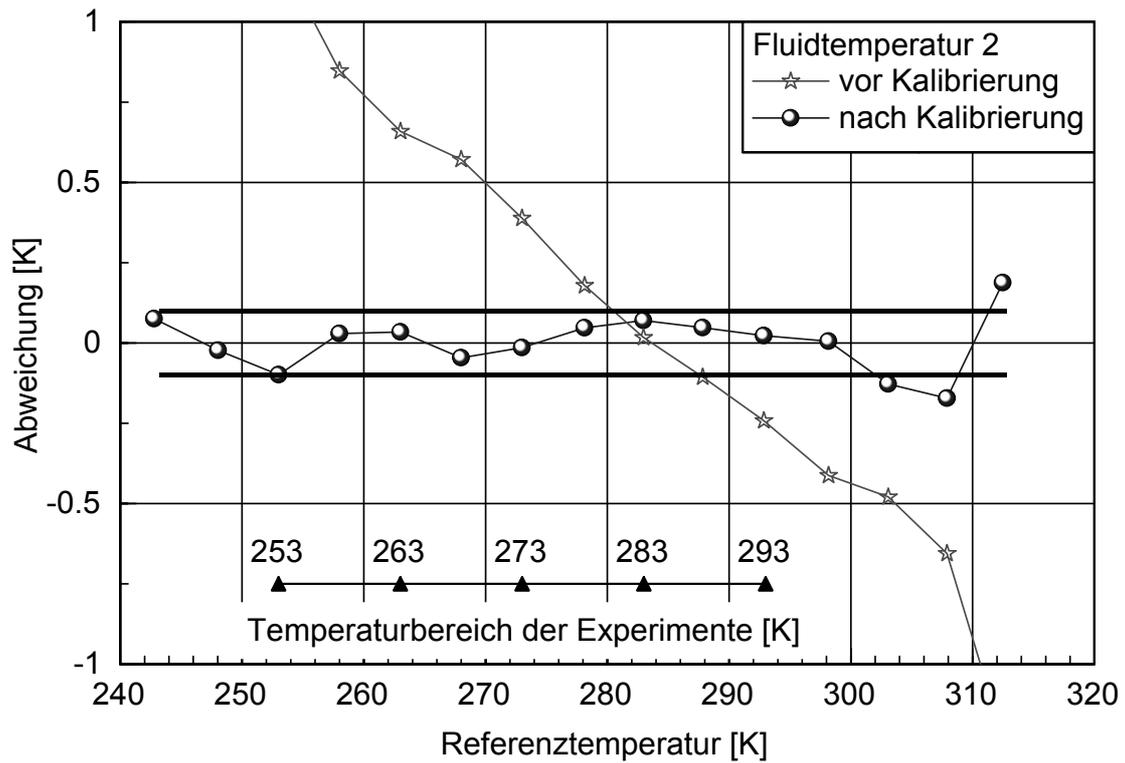


Abbildung C.1 Abweichungen der Temperaturmesswerte vom Referenzwert vor und nach der Kalibrierung am Beispiel eines Fluidthermoelements

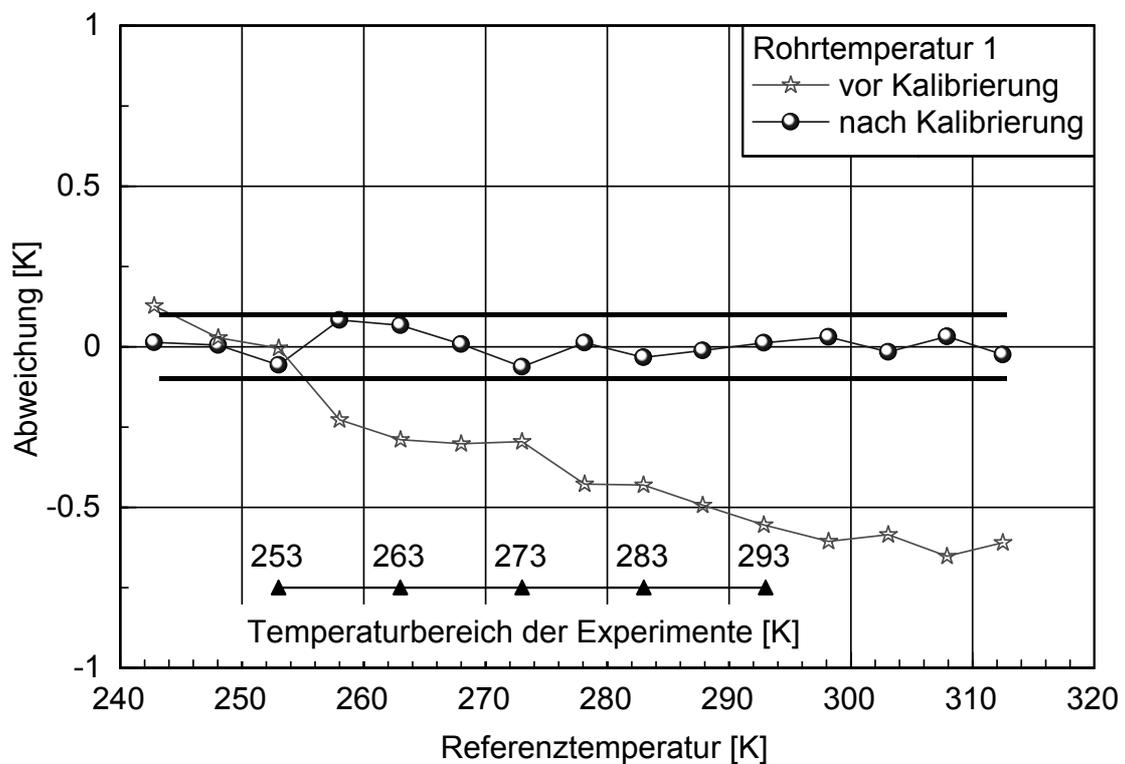


Abbildung C.2 Abweichungen der Temperaturmesswerte vom Referenzwert vor und nach der Kalibrierung am Beispiel eines Rohrthermoelements

Die Fehlergrenzen der Thermoelemente setzen sich aus den angegebenen Fehlergrenzen des Referenzmessgeräts und der Abweichung des real ermittelten Temperaturwerts vom idealen Referenzmesswert zusammen. Die Fehlergrenzen des Referenzmessgeräts betragen ± 0.015 K im eingestellten Messbereich. Die Abweichungen der Thermoelemente von den Referenzwerten nach der Kalibrierung sind in Tabelle C.2 dargestellt.

Tabelle C.2 Messabweichung in Kelvin nach der Kalibrierung

	Fluid 1	Fluid 2	Fluid 3	Rohr 1	Rohr 2	Rohr 3	Rohr 4
253 K	- 0.17	- 0.13	- 0.14	- 0.115	- 0.115	- 0.144	- 0.173
293 K	0.024	0.022	0.0052	0.012	0.0133	0.008	0.0032

C.2.3 Temperaturschwankungen im Fluid

Lokale Temperaturunterschiede im Arbeitsmittel während der Messungen beeinflussen die Bestimmung der Wandüberhitzung und sollten eigentlich bei der Betrachtung des Gesamtfehlers mit berücksichtigt werden. Da in die Bestimmung der Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Heizwand aber schon die Messfehler der Thermoelemente einfließen, sollte zuerst überprüft werden, ob die Abweichungen der einzelnen Fluidtemperaturen gegenüber der zur Bestimmung der Wandüberhitzung verwendeten Mitteltemperatur außerhalb der Messtoleranz der Thermoelemente liegen.

Da nur eine geringe Anzahl von Messwerten (< 50) vorliegt, wird die Streuung oder empirische Standardabweichung verwendet. Die Tabelle C.3 und die Abbildung C.3 zeigen die Standardabweichungen über der Wärmestromdichte für die Sättigungstemperaturen von $T = 253$ K und $T = 293$ K.

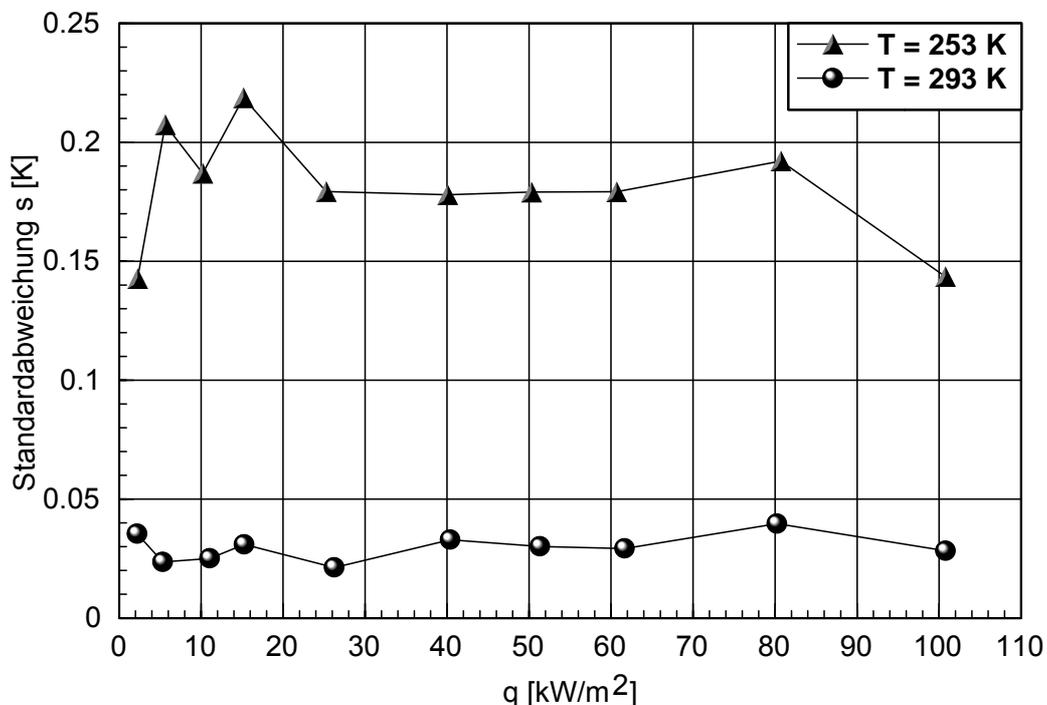


Abbildung C.3 Standardabweichung der Fluidtemperaturen im Behälter

Tabelle C.3 Standardabweichung der Fluidtemperaturen im Behälter

	2 kW/m ²	40 kW/m ²	100 kW/m ²
253 K	0.143 K	0.178 K	0.143 K
293 K	0.035 K	0.033 K	0.028 K

Betrachtet man die Standardabweichungen als Fehlergrenzen bei den jeweiligen Wärmestromdichten, kann man die relativen Fehler bestimmen. Da die Standardabweichungen aber immer innerhalb der Toleranz der Messgenauigkeit der Thermoelemente liegen, werden in diesem Fall Fehler durch Temperaturverteilung im Behälter bei der Bestimmung des Gesamtmessfehlers nicht berücksichtigt.

C.3 Gesamtfehler

Gemäß des Fehlerfortpflanzungsgesetzes ergibt sich der zu ermittelnde maximale Fehler aus der Summe der Einzelfehler. Der auf den Wärmeübergangskoeffizienten α bezogene Gesamtfehler kann damit folgendermaßen bestimmt werden und ist in Tabelle C.4 dargestellt.

$$\frac{\Delta\alpha}{\alpha} \cdot \pm \left[\frac{\Delta Q}{Q} \% + \frac{\Delta A}{A} \% + \frac{\Delta(\Delta T)}{\Delta T} \right] \quad (C.14)$$

Tabelle C.4 Fehler bei der Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α am Beispiel des Kohlenstoffstahlrohrs TO9 beim Sieden in Propan

reduzierter Druck p^*		0.056			0.2		
Wärmestromdichte q	kW/m ²	2	40	100	2	40	100
Wandüberhitzung ΔT	K	1.4	4.7	6.9	0.4	2.0	5.5
experimenteller Wärmeübergangskoeffizient α	kW/m ² K	1.4	11.7	14.7	5	20	18.3
Fehler bei der Bestimmung der Wärmestromdichte q							
Fehler bei der Bestimmung der Heizleistung $\Delta Q/Q$	%	4.14	1.93	1.69	4.14	1.93	1.69
Fehler bei der Bestimmung der Heizfläche $\Delta A/A$	%	0.1217					
Fehler bei der Bestimmung der Wandüberhitzung ΔT							
Fehler nach Kalibrierung bei der Temperaturmessung mittels Thermoelement	%	10.9	3.2	2.2	38.2	7.6	2.8
Gesamtfehler $\Delta\alpha/\alpha$	%	15.2	5.3	4.1	42.5	9.65	4.61