



Fraunhofer Institut
Umwelt-, Sicherheits-,
Energietechnik UMSICHT

UMSICHT- Schriftenreihe Band 27



Barbara Zeidler

Beeinflussung des Wärmeübergangs
beim Einsatz reibungsmindernder
Tensidlösungen in
Rohrbündelwärmeanlagen

Fraunhofer IRB Verlag

340 USK.d7: A
Archiv

Fraunhofer-Institut
für Umwelt-, Sicherheits- und
Energietechnik UMSICHT
- Bibliothek -

Osterfelder Straße 3
D-46047 Oberhausen

Fraunhofer-Institut für
Umwelt-, Sicherheits-
und Energietechnik UMSICHT

UMSICHT-Schriftenreihe Band 27

Beeinflussung des Wärmeübergangs
beim Einsatz reibungsmindernder
Tensidlösungen in
Rohrbündelwärmeanlagen

von Barbara Zeidler

Fraunhofer IRB Verlag

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für
Umwelt-, Sicherheits-
und Energietechnik UMSICHT
Osterfelder Straße 3, D-46047 Oberhausen
Telefon (02 08) 85 98-0
Telefax (02 08) 85 98-290
e-mail info@umsicht.fhg.de
URL <http://www.umsicht.fhg.de>

D 290

Zugl.: Dortmund, Univ. Diss., 2000

Druck: Satz- und Druckcenter des Fraunhofer-Informationszentrums
Raum und Bau IRB, Stuttgart

Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, daß solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften.

Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

Titelfoto mit freundlicher Genehmigung der Firma Renzmann & Grünewald GmbH, Bochum.

© by Fraunhofer IRB Verlag, 2001, ISBN 3-8167-5621-2
Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB
Postfach 80 04 69, D-70504 Stuttgart
Nobelstraße 12, D-70569 Stuttgart
Telefon (07 11) 9 70-25 00
Telefax (07 11) 9 70-25 08
e-mail info@irb.fhg.de
URL <http://www.IRBbuch.de>

**Beeinflussung des Wärmeübergangs beim Einsatz
reibungsmindernder Tensidlösungen in
Rohrbündelwärmeübertragern**

Zur Erlangung des akademischen Grades einer Doktoringenieurin
vom Fachbereich Chemietechnik der Universität Dortmund
genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Barbara Zeidler
aus Bottrop

Tag der mündlichen Prüfung: 24. Oktober 2000

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. P.-M. Weinspach

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. E. Weiß

Dortmund 2000

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin und später als Leiterin der Abteilung für Internationale Zusammenarbeit am Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT (Fraunhofer UMSICHT) in Oberhausen.

Dem ehemaligen Institutsleiter und Inhaber des Lehrstuhls für Thermische Verfahrenstechnik im Fachbereich Chemietechnik der Universität Dortmund, Herrn Professor em. Dr.-Ing. P.-M. Weinspach, gilt mein besonderer Dank für die Anregung der Arbeit, die großzügig gewährten Freiräume und das in meine Person gesetzte Vertrauen.

Herrn Professor Dr.-Ing. E. Weiß, Inhaber des Lehrstuhls für Chemischen Apparatebau im Fachbereich Chemietechnik, danke ich für die Übernahme des Referats.

Vor allem dem Leiter des Bereichs Energietechnik bei Fraunhofer UMSICHT, Herrn Dr.-Ing. W. Althaus, möchte ich für seine Unterstützung danken. Er war stets ein äußerst kompetenter und hilfsbereiter Gesprächspartner, dessen Anregungen wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Auch den anderen Kollegen bei Fraunhofer UMSICHT – besonders aber den Mitarbeitern meiner Abteilung - gilt mein Dank für das freundschaftliche Arbeitsklima und die zahlreichen unterstützenden Tätigkeiten im Umfeld der Arbeit. Für das große Engagement sei an dieser Stelle nochmals allen studentischen Hilfskräften, Studienarbeitern und Diplomarbeitern gedankt, die tatkräftig an der Fertigstellung dieser Arbeit mitgewirkt haben.

Bei meinen externen Projektpartnern, Frau Doc. dr hab. inz. L. Buzek und Herrn Professor Dr.-Ing. A. Górák möchte ich mich für das Verständnis bedanken.

Meinem Ehemann Reinhard danke ich für seine Geduld, das stets entgegengebrachte Verständnis und die Unterstützung, die diese Arbeit ermöglicht haben.

Oberhausen, im Dezember 2000

Barbara Zeidler

1. Einleitung

2. Grundlagen

3. Methodik

4. Ergebnisse

5. Diskussion

6. Zusammenfassung

7. Literaturverzeichnis

8. Anhang

9. Glossar

10. Index

11. Bibliographie

12. Literaturverzeichnis

13. Anhang

14. Glossar

15. Index

16. Bibliographie

17. Literaturverzeichnis

18. Anhang

19. Glossar

20. Index

21. Bibliographie

22. Literaturverzeichnis

23. Anhang

24. Glossar

25. Index

26. Bibliographie

27. Literaturverzeichnis

28. Anhang

29. Glossar

30. Index

31. Bibliographie

32. Literaturverzeichnis

33. Anhang

34. Glossar

35. Index

meinen Eltern gewidmet

Kurzreferat

Durch den Einsatz widerstandsvermindernder Tensidlösungen kann ein nennenswertes wirtschaftliches Optimierungspotential für die Fernwärmeversorgung erschlossen werden. Ihre industrielle Anwendung wird jedoch bislang durch unzureichend geklärte Detailfragen - wie z.B. die Gefährdung der Versorgungssicherheit infolge starker Wärmeübergangsverminderung in Rohrbündelwärmeübertragern - verhindert. Ziel der Arbeiten ist die Erforschung von Möglichkeiten zur Kompensation der Wärmeübergangsverminderung in diesem Wärmeübertragertyp.

Der erste Teil konzentriert sich auf die experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs in Doppelrohrwärmeübertragern bei Verwendung turbulenzfördernder Maßnahmen. Es wird gezeigt, daß bei Einsatz von Tensidlösungen unterhalb einer kritischen Strömungsgeschwindigkeit eine scherinduzierte Struktur auftritt; die Lösung wirkt wärme- und widerstandsvermindernd. Der Wirkungszusammenbruch läßt sich für kleine Temperaturdifferenzen zwischen Primär- und Sekundärseite durch die bekannten Werte der kritischen Wandschubspannung des Lösungsmittels bestimmen.

Für den Wärmeträger Wasser gelingt die Meßdatenkorrelation und Vorhersage der Wärmeübergangskoeffizienten bei bekannter äquivalenter Sandrauigkeit der turbulenzfördernden Maßnahme. Basierend hierauf kann eine Auslegung von Rohrbündelwärmeübertragern beim Betrieb mit wässerigen Tensidlösungen anhand des ermittelten typischen Werts der Wärmeübergangsverminderung von 60% erfolgen. Heuristiken werden abgeleitet, die dem späteren Anwender die Auswahl geeigneter turbulenzfördernder Maßnahmen und Tensideinsatzkonzentrationen erleichtern.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die Auswirkungen eines thermisch induzierten Wirkungsverlustes der Tensidlösungen untersucht. Basis ist die Messung der lokalen Wandtemperaturen während der Flüssigkeitserwärmung (konstanter Wärmefluß) sowie die anschließende Berechnung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten. Es zeigt sich, daß die Wandtemperaturen bei Einsatz von Tensidlösungen deutlich über denen der Referenzmessungen mit Wasser liegen, sofern die Lösung wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften besitzt.

Der durch die Länge L_{w0V} charakterisierte Bereich wirksamer Tensidlösung nimmt mit sinkenden Werten der Flüssigkeitseintrittstemperatur und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit sowie steigender Tensidkonzentration zu. Hierbei sind die Temperaturen im wandnahen Bereich für den Verlust der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften entscheidend. Die scherinduzierte Struktur wird temperaturgesteuert aufgelöst, so daß die Flüssigkeit bei einem Erwärmungsvorgang in Wandnähe bereits newtonsche Eigenschaften zeigt, während die Turbulenzbewegungen im Flüssigkeitssinneren noch wirkungsvoll unterdrückt werden. Bei einer schnellen Temperaturerhöhung in Rohrbündelwärmeübertragern über die Wirkungsgrenzen der Tensidlösung hinaus ist daher in der Regel keine Nach- bzw. Umrüstung notwendig. Demgegenüber ist bei einer Abkühlung mit einer starken Beeinträchtigung des Wärmeübergangs zu rechnen.

Die Ergebnisse der Arbeiten ermöglichen erstmals qualitative und quantitative Aussagen über die Auswirkungen turbulenzfördernder Maßnahmen auf den Wärmeübergang im Betrieb mit Wasser bzw. wässerigen Tensidlösungen. Gleichzeitig liefern die lokalen Wärmeübergangsmessungen vertiefte Einblicke in die Vorgänge bei einem durch schnelle Temperaturerhöhung thermisch induzierten Verlust der wärme- und widerstandsvermindernden Eigenschaften wässriger Tensidlösungen.

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis

1	Einleitung und Problemstellung	1
2	Stand des Wissens	4
2.1	Verhalten newtonscher Fluide	4
2.1.1	Rohrströmungen newtonscher Fluide	4
2.1.2	Wärmeübergangsverhalten newtonscher Fluide in Rohrströmungen	9
2.2	Widerstandvermindernde Tensidlösungen	17
2.2.1	Modellvorstellung der Reibungsminderung durch Tenside	17
2.2.2	Strömungsverhalten wässriger Tensidlösungen	22
2.2.3	Wärmeübergangsverhalten wässriger Tensidlösungen	29
2.3	Auswirkungen eines Einsatzes widerstandsvermindernder Tensidlösungen auf den Betrieb von Wärmeübertragern	33
3	Experimentelles	38
3.1	Versuchsanlagen und Meßstrecken	38
3.2	Versuchssubstanzen	42
3.3	Versuchspläne	43
3.3.1	Turbulenzfördernde Maßnahmen	43
3.3.2	Thermisch induzierter Verlust der Tensidwirkung	45
3.4	Versuchsauswertung	46
3.4.1	Integrale Wärmeübergangsmessungen	46
3.4.2	Lokale Wärmeübergangsmessungen	51
4	Turbulenzfördernde Maßnahmen	54
4.1	Einsatz von Spiraleinbauten	54
4.1.1	Ergebnisse der Messungen mit Wasser	54
4.1.2	Ergebnisse der Messungen mit wässrigen Tensidlösungen	58
4.2	Einsatz profilierter Rohre	65
4.2.1	Ergebnisse der Messungen mit Wasser	66
4.2.2	Ergebnisse der Messungen mit wässrigen Tensidlösungen	72
4.3	Verallgemeinernde Darstellung der Meßergebnisse	79

4.3.1	Wärmeübergangsverbesserung durch turbulenzfördernde Maßnahmen in Wasserströmungen	79
4.3.2	Kritische Wandschubspannung des Lösungsmittels zur Vorhersage des Wirkungsverlustes	82
5	Lokale Wärmeübergangsmessungen	84
5.1	Ergebnisse der Messungen mit Wasser	84
5.2	Ergebnisse der Messungen mit wässrigen Tensidlösungen	87
5.2.1	Wandtemperaturverlauf	87
5.2.2	Bereich wirksamer Tensidlösungen	94
5.2.3	Lokale Wärmeübergangskoeffizienten	96
5.2.4	Widerstands- und Wärmeübergangsverminderung über der gesamten Versuchsstrecke	98
6	Anwendung der Ergebnisse für den Einsatz widerstandsvermindernder Tenside in Wärmeübertragern	105
6.1	Turbulenzfördernde Maßnahmen	105
6.1.1	Graphische Bestimmung der Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt}}$ für Wassermessungen	105
6.1.2	Verlauf der Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt}}$ bei Einsatz wässriger Tensidlösungen	107
6.2	Thermisch induzierter Verlust der Tensidwirkung	112
7	Zusammenfassung	116
8	Literatur	121

Symbolverzeichnis

Symbol	Bedeutung, Erläuterung	Einheit
A	Fläche	[m ²]
A _f	Rauhigkeitskonstante	[-]
b	Proportionalitätskonstante	[-]
B	multiples Bestimmtheitsmaß	[-]
C	Proportionalitätskonstante	[-]
c _p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
c	Konzentration	[wppm]
d	Rohrdurchmesser	[m]
f	Korrekturfunktion	[-]
h	Dralltiefe	[m]
k	Rauhigkeitstiefe	[m]
k _s	Sandrauhigkeit	[-]
k _s ⁺	Rauhigkeitsparameter	[-]
k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
L	Länge	[m]
l	charakteristische Längsabmessung	[m]
m	Exponent	[-]
m [·]	Massenstrom	[kg · s ⁻¹]
n	Exponent	[-]
p	Druck	[Pa]
q	Wärmestromdichte	[W · m ⁻²]
Q	Wärmestromdichtenvektor	[W · m ⁻²]
Q [·]	Wärmestrom	[W]
Q	Wärme	[J]
r	radiale Koordinate	[m]
R	Rohrradius	[m]
R	Wärmeübergangswiderstand	[K · m ² · W ⁻¹]
s	Abstand	[m]
s	Wandstärke	[m]
T	Temperatur	[°C]
T ⁺	dimensionslose Temperatur	[-]
T̄	mittlere Temperatur	[°C]
u	Strömungsgeschwindigkeit	[m · s ⁻¹]
u	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	[m · s ⁻¹]

Symbol	Bedeutung, Erläuterung	Einheit
u^+	dimensionslose Geschwindigkeit	[-]
u_*	Schubspannungsgeschwindigkeit	$[m \cdot s^{-1}]$
U	Umfang	[m]
V^*	Volumenstrom	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
x	Längenkoordinate	[m]
y^+	dimensionsloser Wandabstand	[-]
y	Längenkoordinate	[m]
X	charakteristische Abmessung	[m]

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
$\bar{\alpha}$	integraler Wärmeübergangskoeffizient	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
$\dot{\gamma}$	Schergeschwindigkeit	$[1 \cdot s^{-1}]$
δ	Dicke der laminaren Unterschicht	[m]
ϕ	Verformungsfaktor	[-]
η	dynamische Viskosität	$[Pa \cdot s]$
η	Wirkungsgrad einer turbulenzfördernden Maßnahme	[-]
φ	Verdrillungswinkel	[°]
κ	Temperaturleitfähigkeit	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
λ	Wärmeleitfähigkeit	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
ν	kinematische Viskosität	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
θ	dimensionslose Temperatur	[-]
ρ	Dichte	$[kg \cdot m^{-3}]$
τ	Schubspannung	[Pa]
τ	Relaxationszeit	$[1 \cdot s^{-1}]$
ω	Wärmeübergangsverhältnis	[-]
ξ	Widerstandsbeiwert	[-]
ζ	dimensionslose Länge	[-]

Verwendet Indizes

a	Rohraußenwand
aus	Austritt
bez	bezogener Wert
chara	charakteristische Größe
ein	Eintritt
fl	Flüssigkeit

glatt	hydraulisch glatte Oberfläche
h	hydraulisch
heiz	Erwärmung
H ₂ O	Wasser
i	Rohrinnenwand
j	Laufvariable
iso	isotherm
L	Lösung
LF	Lichte Fläche
LM	Lösungsmittel
ln	natürlicher Logarithmus
lokal	lokaler Wert
m	mittel
meß	Messung
mod	modifizierte, dimensionslose Kennzahl
opt	optimal / Punkt besten Wirkungsgrads
p	Druck
pri	primär
q	querschnittsbezogen
Q	Wärme
rauh	hydraulisch raue Oberfläche
sek	sekundär
Schweiß	Schweißung
soll	Sollwert
Stahl	Stahl
th	thermisch
T	Tensid
U	Umgebung
W	Wand
WÜ	Wärmeübertragung
0	Rohrachse (Koordinatenursprung)
0	Vergleichsrohr, gleicher Anschlußdurchmesser
∞	unendlich
I, II	Rohrabschnitte

Mathematische Zeichen

x	Regressor
y	Meßwert
\hat{y}	Regressionsfunktion

Δ	Differenz
\sum	Summe
$\frac{\partial}{\partial r}$	Differential
∇	Nabla-Operator $\left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)$

Dimensionslose Kennzahlen

Gz	Graetz-Zahl	$Gz \equiv \frac{d^2 \cdot u}{\kappa \cdot L}$
Nu	Nusseltzahl	$Nu \equiv \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$
Pr	Prandtlzahl	$Pr \equiv \frac{v}{\kappa}$
Re	Reynoldszahl	$Re \equiv \frac{d \cdot u \cdot \rho}{\eta}$
St	Stantonzahl	$St \equiv \frac{\alpha}{\rho \cdot u \cdot c_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$

Abkürzungen

cmc_1, cmc_{II}	kritische Mizellkonzentration (critical micelle concentration)
$C_{14}TASal$	Cetyltrimethylammonium-Salicylat
Habon-G	Hexadecyltrimethylpolyoxethylammonium-3-Hydroxy-2-Naphthoat
NaSal	Natriumsalicylat
wppm	weight parts per million
WDV	Wärmedurchgangsverminderung
WLW	Wärmeleistungsverminderung
WÜV	Wärmeübergangsverminderung
WV	Widerstandsverminderung

*Begriffsbestimmungen***Hochverdünnter Konzentrationsbereich**

Der Konzentrationsbereich, in dem der Abstand der Stäbchenmizellen zueinander so groß ist, daß sich die Rotationsvolumina der Mizellen nicht überlappen (Kapitel 2, Seite 18).

Integraler Wärmeübergangskoeffizient

Der auf eine endliche Wärmeübertragungsfläche bezogene Wärmeübergangskoeffizient (Kapitel 2, Seite 11).

Kritischer Punkt

Betriebspunkt, an dem die Tensidlösung bei weiterer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit ihre widerstandsvermindernden Eigenschaften verliert (Kapitel 2, Seite 22).

Mechanische Belastungsgrenze

Verlust der widerstandsvermindernden Eigenschaften durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit bei isothermen Betrieb (Kapitel 2, Seiten 22 und 25).

Thermische Belastungsgrenze

Minimale bzw. maximale Temperatur, bei deren Unter- bzw. Überschreiten eine Tensidlösung definierter Konzentration ihre widerstandsvermindernden Eigenschaften verliert (Kapitel 2, Seite 25).

Turbulente Widerstandsverminderung

Bereich 3 der Widerstandscharakteristik einer wässrigen Tensidlösung, in dem die Asymptote maximaler Widerstandsverminderung erreicht wird (Kapitel 2, Seite 22).

Verdünnter Konzentrationsbereich

Der Konzentrationsbereich, in dem die Stäbchenmizellen so lang werden, daß sie sich gegenseitig in ihrer Rotationsbewegung beeinflussen (Kapitel 2, Seite 18).

Wirkungszusammenbruch

Verlust der widerstands- und wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften einer Tensidlösung durch Überschreiten der thermischen und/oder mechanischen Belastungsgrenzen (Kapitel 2, Seite 25).

1 Einleitung und Problemstellung

Die aktuelle Diskussion über die anthropogene Erwärmung der Erdatmosphäre unterstreicht erneut die Notwendigkeit eines rationellen Einsatzes von Primärenergieträgern. Hierbei kommt der Reduzierung des Kohlendioxidausstoßes beim Einsatz fossiler Brennstoffe, z.B. durch eine effizientere Energieausnutzung und die Verwendung CO₂-neutraler Energieträger als Ersatzbrennstoffe, eine besondere Bedeutung zu.

In den Vereinbarungen der 3. Vertragsstaatenkonferenz zur Klimarahmenkonvention in Kyoto von 1997 - dem sogenannten Kyoto-Protokoll - wurden für alle Industriestaaten differenzierte und quantifizierte Emissionsbegrenzungs- und Reduzierungsverpflichtungen festgeschrieben. Bezogen auf das Niveau von 1990 sollen so innerhalb des Verpflichtungszeitraums von 2008 bis 2012 die Treibhausgasemissionen im Mittel um 5,2% (Kohlendioxidäquivalent) gesenkt werden /S1/.

Die Bundesrepublik Deutschland ist zusammen mit den anderen EU-Staaten im Kyoto-Protokoll die Verpflichtung eingegangen, ihre Treibhausgasemissionen um 8% (Kohlendioxidäquivalent) gegenüber dem Jahr 1990 zu reduzieren /S1/. Ein wichtiger Aspekt in dieser Diskussion ist die Energieversorgung der privaten Haushalte. Knapp ein Drittel des gesamten Primärenergieverbrauchs der BRD entfallen allein auf diesen Bereich /E3/. Zu mehr als drei Viertel dient diese Energiemenge der Beheizung und Brauchwassererwärmung, so daß hier ein beträchtliches Einsparpotential besteht.

An diesem Punkt setzt die Fernwärmeversorgung an. Durch Abwärmenutzung und den Einsatz der Kraft-Wärme-Kopplung leistet sie einen Beitrag zur Reduzierung des Primärenergieverbrauchs und zur Entlastung der Umwelt. Wirtschaftlich konkurriert die Fernwärmeversorgung vorrangig mit dezentralen Wärmeversorgungskonzepten auf der Basis von Erdgas oder Erdöl. Grob betrachtet stehen bei der Fernwärmeversorgung den relativ geringen Wärmeerzeugungskosten hohe Transport- und Verteilungskosten gegenüber. Letztere wachsen mit steigender Transportentfernung bedingt durch große Anschlußquerschnitte bzw. hohe Pumpleistungen stark an. Der Fernwärmenutzung sind daher trotz günstiger Wärmeerzeugungskosten bei langen Transportentfernungen ökonomische Grenzen gesetzt.

Ein Ansatz, die Wettbewerbsfähigkeit der Fernwärme zu verbessern, ist der Einsatz widerstandsvermindernder Additive. Geringe Mengen dieser Zusätze bewirken eine signifikante Reduzierung des Reibungsdruckverlustes in Rohrströmungen innerhalb substanz- und konzentrationsabhängiger Bereiche von Flüssigkeitstemperatur und Strömungsgeschwindigkeit, wobei letztere zusätzlich von der Rohrgeometrie abhängt. Dadurch können in bestehenden Fernwärmenetzen sowohl Pumpstromkosten eingespart als auch die Transportkapazität deutlich gesteigert werden. Weiterhin besteht die Möglichkeit die Investitionskosten geplanter Systeme z.B. durch eine Reduzierung der Rohrmennweiten abzusenken oder eine Vorlaufemperatursenkung hydraulisch zu kompensieren.

Bereits vor längerer Zeit wurde die großtechnische Anwendung widerstandsvermindernder Additive beim Erdöltransport (Alaska-Pipeline), in Abwasserkanälen und bei der Feuerbekämpfung erfolgreich durchgeführt. Die dabei verwendeten Polymer-Additive eignen sich aber nicht für einen Einsatz in geschlossenen Kreisläufen, da sie bei hoher Scherbeanspruchung, wie sie z.B. in Kreiselpumpen auftritt, irreversibel abgebaut werden.

Mizellare Widerstandsverminderer auf der Basis kationischer oder nichtionischer Tenside zeichnen sich im Gegensatz zu Polymeren durch eine reversible Unterdrückung der Wider-

standsverminderung bei Überschreiten der kritischen Werte von Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit aus. Ihre Einsatzfähigkeit in Fernwärmesystemen oder anderen geschlossenen Kreisläufen wurde daher in den zurückliegenden Jahren intensiv untersucht und konnte unter anderem in groß angelegten Feldversuchen in Fernwärmesystemen erfolgreich demonstriert werden.

Die veränderten Eigenschaften des Wärmeträgermediums beim Einsatz kationischer Tenside wirken sich allerdings über die Widerstandsverminderung hinaus aus. Wärmemengenzähler, Pumpen und weitere Systemkomponenten können durch die Zugabe reibungsmindernder Tenside in ihrer Funktionsfähigkeit beeinträchtigt werden. Gleichzeitig tritt zusammen mit der Widerstandsverminderung eine Verringerung der Wärmeübergangskoeffizienten auf, wodurch Probleme bei der Wärmeein- und -auskopplung entstehen können. Der Einsatz reibungsmindernder Additive stellt somit einen erheblichen Eingriff in das Betriebsverhalten von Fernheiznetzen dar.

In Bezug auf eine unverminderte Funktionstüchtigkeit eines Fernwärmesystems bei Einsatz widerstandsvermindernder Tenside ist die Veränderung des konvektiven Wärmeübergangs ein wichtiger Aspekt. Insbesondere in Wasser/Wasser und Wasser/Dampf betriebenen Rohr-bündelwärmeübertragern mit langen Rohrstrecken kommt es zu einer hohen Wärmedurchgangs- bzw. Wärmestromverminderung, wodurch die Versorgungssicherheit der Verbraucher beeinträchtigt werden kann.

Im Vorfeld eines möglichen Einsatzes widerstandsvermindernder Additive ist daher u.a. eine potentielle Beeinflussung der Versorgungssicherheit zu überprüfen und ggf. durch die Wahl geeigneter Maßnahmen auszuschließen. Von den derzeit bekannten Methoden zur Beherrschung und/oder Vermeidung einer übermäßigen Wärmestromverminderung

- Ausnutzung von Leistungsreserven,
- Vergrößerung der Übertragungsflächen des betroffenen Apparats,
- Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit auf der Tensidseite,
- Verschiebung der Temperaturniveaus bei der Ein- und Auskopplung von Wärme,
- Unterdrückung der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften durch eine schnelle Temperaturerhöhung über die thermische Wirkungsgrenze des Tensids hinaus und
- Verwendung turbulenzfördernder Maßnahmen

sind die beiden letztgenannten wenig oder gar nicht erforscht. Kommt eine dieser Methoden in einem Wärmeübertrager zum Einsatz ist eine zuverlässige Bewertung möglicher Auswirkungen auf den Wärmeübertragerbetrieb nicht möglich.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist daher die Charakterisierung des Wärmeübertragungsverhaltens kationischer Tensidlösungen bei Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen sowie bei einem thermisch induzierten spontanen Verlust bzw. Einsatz der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften der Tensidlösung. Hierzu werden umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt und die beobachteten Phänomene unter Einbeziehung der aus der Literatur bekannten Ergebnisse zum Verhalten widerstandsvermindernder Tensidlösungen umfassend diskutiert. Auf diese Weise sollen bislang noch unbekannt qualitative und quantitative Zusammenhänge aufgezeigt werden, die der Entwicklung einer allgemeingültigen Modellvorstellung bzgl. des Wirkungsmechanismus der Wärmeübergangs- bzw. Widerstandsverminderung dienlich sind.

Durch die Untersuchung verschiedener turbulenzfördernder Maßnahmen soll die Grundlage einer mathematischen Beschreibung des Wärmeübergangsverhaltens bei unterschiedlichen künstlichen Rauigkeiten geschaffen werden. Die Auswahl der Maßnahmen erfolgt hierbei unter dem Aspekt der praktischen Nachrüstung existierender Wärmeübertrager. Daher kommen spiralförmig ausgeführte Einbauten aus Draht in hydraulisch glatten Rohren und unterschiedlich profilierte Rohre zum Einsatz. Erstere können bei einer Nachrüstung in die Rohre des Wärmeübertragers eingebracht werden, während bei letzteren der Austausch des Rohrbündels notwendig ist. Der Tensideinfluß auf das Wärmeübertragungsverhalten wird durch die Messung der integralen Wärmeübergangskoeffizienten in einem Doppelrohrwärmeübertrager bei Variation von Strömungsgeschwindigkeit, Tensidkonzentration und Temperatur ermittelt.

Die Charakterisierung der Unterdrückung der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften durch eine schnelle Temperaturerhöhung über den thermischen Wirkungsbereich der Tensidlösung hinaus soll durch die Messung des Wandtemperaturverlaufs in einem hydraulisch glatten Rohr erfolgen. Hierauf aufbauend werden durch eine differentielle Betrachtung der Meßstrecke die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. Ziel ist es, den Ort des thermisch verursachten Wirkungsverlustes der Tensidlösung in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit, der Tensidkonzentration und der Fluidtemperatur zu bestimmen sowie die lokale Wärmeübergangsverminderung entlang eines Wärmeübertragerrohres zu quantifizieren.

Abschließend werden dem potentiellen Anwender einfache Hilfsmittel in Form von Heuristiken für die Beurteilung der untersuchten Maßnahmen zur Verfügung gestellt. Diese sollen in Zusammenhang mit den formulierten mathematischen Beschreibungen die Auswahl geeigneter Methoden für die Beeinflussung des Wärmeübergangs in existierenden Wärmeübertragern bei späterem Einsatz reibungsmindernder Tensidlösungen sowie die Auslegung neuer Wärmeübertrager erleichtern.

2 Stand des Wissens

2.1 Verhalten newtonscher Fluide

2.1.1 Rohrströmungen newtonscher Fluide

Das Fließverhalten newtonscher Fluide ist durch eine lineare Abhängigkeit zwischen der Schubspannung τ und der Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ gekennzeichnet /B5/. Es gilt

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = \eta \cdot \dot{\gamma}. \quad (2.1)$$

Die druck- und temperaturabhängige stoffspezifische Proportionalitätskonstante η in Gleichung 2.1 wird dynamische Viskosität genannt. Sie ist ein Maß für die innere Reibung des Fluids.

Zur Klassifizierung des Strömungszustandes wird die dimensionslose Reynoldszahl

$$Re \equiv \frac{d \cdot \bar{u} \cdot \rho}{\eta} \quad (2.2)$$

herangezogen, die als Verhältnis der Trägheits- zu den Reibungskräften aufgefaßt werden kann.

Laminare hydraulisch glatte Strömung

Strömungen bei Reynoldszahlen $< 2\,300$ werden als laminar bezeichnet. Es handelt sich um rotationssymmetrische Schichtenströmungen ohne konvektiven Stoffaustausch quer zur Strömungsrichtung. Für eine stationäre Strömung in einem horizontalen Rohr herrscht Gleichgewicht zwischen der treibenden Druckkraft und der hemmenden Reibungskraft, so daß sich der Druckabfall zu

$$\Delta p = \frac{2 \cdot L}{R} \tau_w \quad (2.3)$$

ergibt. Das aus der Bilanzierung an einem zylindrischem Flüssigkeitselement abgeleitete laminare Geschwindigkeitsprofil in einem kreisrunden Rohr lautet:

$$u(r) = \frac{\Delta p}{4 \cdot L \cdot \eta} (R^2 - r^2) = 2 \cdot \bar{u} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right). \quad (2.4)$$

Durch Einführung der dimensionslosen Geschwindigkeit

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (2.5)$$

und des dimensionslosen Wandabstands

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad \text{mit } y=R-r \quad (2.6)$$

wird Gleichung (2.4) in die dimensionslose Form

$$u^+ = y^+ - \frac{y^{+2}}{\sqrt{8 \operatorname{Re}}} \quad (2.7)$$

überführt.

Die hierbei verwendete Größe u_τ ist die Schubspannungsgeschwindigkeit

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (2.8)$$

Zur Beschreibung des durch Energiedissipation entstehenden Druckabfalls wird in der Regel der dimensionslose Widerstandsbeiwert ξ :

$$\xi = \Delta p \frac{2 \cdot d}{\rho \cdot L \cdot \bar{u}^2} \quad (2.9)$$

verwendet. Bei Rohrströmungen newtonscher Fluide ist ξ eine Funktion der Reynoldszahl und der Wandrauigkeit und wird im laminaren Strömungsbereich nach dem Gesetz von Hagen-Poiseuille berechnet:

$$\xi = \frac{b}{\operatorname{Re}}. \quad (2.10)$$

Die Konstante b ist eine Funktion der Querschnittsgeometrie. Für kreisrunde Rohre kann sie aus den Gleichungen 2.9, 2.2 und 2.4 abgeleitet werden und beträgt 64.

Turbulente hydraulisch glatte Strömung

Ab einer kritischen Reynoldszahl von 2 300 steigt der Widerstandsbeiwert ξ drastisch an. Die Ursache sind der geordneten Grundströmung überlagerte, zufallsbedingte Schwankungsbewegungen von Fluidelementen, die eine zeitliche Schwankung der lokalen Geschwindigkeit bewirken. Zudem führt der gesteigerte Impulsaustausch zu einem in der Kernzone abgeflachten Geschwindigkeitsprofil im Vergleich zur laminaren Strömung. Zur Beschreibung des turbulenten Geschwindigkeitsprofils geht Schlichting /S2/ von einem Zwei-Schichten-Modell mit einer dünnen viskosen Unterschicht und einem turbulenten Kernbereich aus. Der Übergangsbereich zwischen den beiden Hauptbereichen wird durch ein logarithmisches Überlappungsgesetz beschrieben. Unter diesen Voraussetzungen gilt für die viskose Unterschicht ($0 < y^+ < 5$)

$$u^+ = y^+, \quad (2.11)$$

im Übergangsbereich ($5 < y^+ < 70$)

$$u^+ = 5,0 \ln y^+ - 3,04 \quad (2.12)$$

und in der turbulenten Kernzone ($y^+ > 70$)

$$u^+ = 2,5 \ln y^+ + 5,5. \quad (2.13)$$

Im Bereich mittlerer Reynoldszahlen ($\operatorname{Re} \approx 10^5$) kann zur Bestimmung des Geschwindigkeitsprofils auch das sogenannte „1/7-Potenzgesetz“ herangezogen werden /M2/. Näherungsweise gilt:

$$\frac{u}{u_0} = \left(\frac{R-r}{R} \right)^{1/7}, \quad (2.14)$$

wobei u_0 die Strömungsgeschwindigkeit in der Rohrachse bezeichnet (Bild 2.1-1).

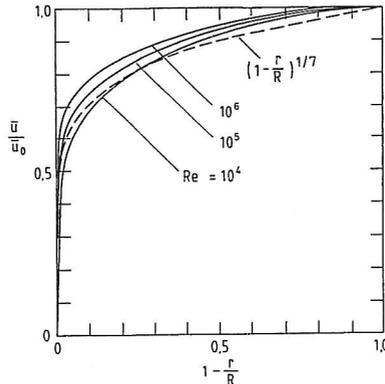


Bild 2.1-1: Berechnete Geschwindigkeitsprofile für die voll ausgebildete turbulente Rohrströmung bei unterschiedlichen Reynoldszahlen $/M2/$

Der Widerstandsbeiwert der turbulenten Rohrströmung in hydraulisch glatten Röhren wird nach der Prandtl-Nikuradse-Gleichung berechnet:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 2 \log(\text{Re} \sqrt{\xi}) - 0,8. \quad (2.15)$$

Physikalisch ist dieser Strömungszustand dadurch charakterisiert, daß die Erhebungen und Rauigkeitselemente an der überströmten Oberfläche vollständig von der laminaren Grenz- oder Unterschicht umhüllt werden. Nach Burck $/B7/$ läßt sich die Dicke der laminaren Unterschicht wie folgt ermitteln:

$$\delta = \frac{d_h}{\text{Re} \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}}}. \quad (2.16)$$

Hierbei ist d_h der hydraulische Durchmesser nach der Definition:

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{U} \quad (2.17)$$

mit A : durchströmter Querschnitt und
 U : benetzter Umfang.

Im Reynoldszahlenbereich zwischen 2 320 und 100 000 kann zur Berechnung des Widerstandsbeiwerts in hydraulisch glatten Röhren statt Gleichung 2.15 auch das wesentlich einfachere Gesetz von Blasius:

$$\xi = (100 \cdot \text{Re})^{-0,25} \quad (2.18)$$

verwendet werden.

Turbulente hydraulisch rauhe Strömung

Durchstoßen die Rauigkeitselemente die laminare Unterschicht, so bilden sich an den Spitzen der Rauigkeitselemente Wirbel aus, die einen zusätzlichen Druckverlust induzieren. Der Druckverlust hängt in diesem Fall nicht ausschließlich von der Reynoldszahl ab, sondern wird zusätzlich von der Höhe, der flächenbezogenen Anzahl und der Form der Rauigkeitselemente sowie ihrer Anordnung zueinander bestimmt /B5/.

Die Berechnung des Widerstandsbeiwertes technisch rauher Röhre erfolgt nach der Gleichung von Colebrook und White

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\xi}} + \frac{k_s/d}{3,71} \right) \quad (2.19)$$

unter Verwendung der äquivalenten Sandrauigkeit k_s . Diese entspricht für Metallrohre näherungsweise den mittels Rauigkeitstiefenmesser bestimmten mittleren Rauhtiefen k /B5/.

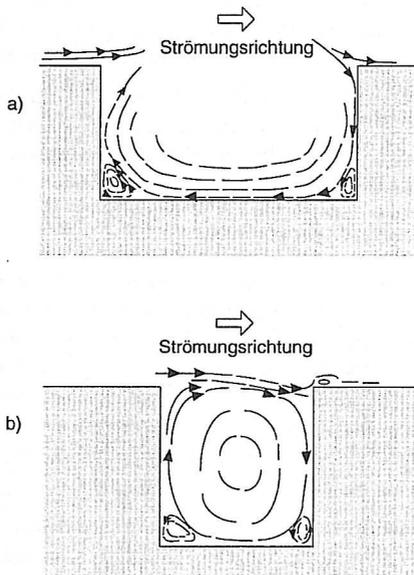


Bild 2.1-2: Turbulente Strömung in Wandnähe von Rauigkeiten /P1/

- a) k-Rauigkeit
- b) d-Rauigkeit

Abhängig von der Beeinflussung des konvektiven Stofftransports quer zur Strömungsrichtung werden künstliche Rauigkeiten in der Literatur in sogenannte *k*- und *d*-Rauigkeiten unterteilt /T1/. Diese Begriffe wurden ursprünglich für Rohrströmungen verwendet. Hierbei werden bei der *k*-Rauigkeit die auf den Rohrdurchmesser bezogene Rauigkeitshöhe *k* und bei einer *d*-Rauigkeit der auf die Rauigkeitselemente veränderte Durchmesser *d* des freien Strömungsquerschnitts als maßgeblich für das Widerstandsverhalten angesehen. Ausschlaggebend für das unterschiedliche Verhalten ist das Verhältnis zwischen dem Abstand der einzelnen Rauigkeitselemente zu deren Höhe /P1/. Bei einer *k*-Rauigkeit kommt es zu einer starken Beeinflussung der Außenströmung durch Ablösungserscheinungen an den Rauigkeitselementen. Dagegen liegen die benachbarten Rauigkeitselemente bei der *d*-Rauigkeit so nah beieinander, daß sich in den Zwischenräumen relativ stabile Wirbel ausbilden, deren Wechselwirkung mit der Außenströmung sehr gering ist (Bild 2.1-2). Beide beschriebenen Rauigkeitstypen sind extreme Versionen, wobei in der Realität Zwischenformen existieren. Bei einer zweidimensionalen Rauigkeit mit rechteckigen Rauigkeitselementen gilt es für eine newtonsche Flüssigkeit als sicher, daß bei einem Verhältnis des Abstands der Rauigkeitselemente zu deren Höhe von eins eine *d*-Rauigkeit vorliegt; bei einer Erhöhung dieses Verhältnisses auf den Wert drei ist das Verhalten einer *k*-Rauigkeit zu beobachten.

Zur Beschreibung der Widerstandscharakteristiken künstlich rauher Rohre wird Gleichung 2.19 unter Einführung der äquivalenten Sandrauigkeit k_s verwendet. Die Größe k_s ist hierbei eine Funktion des mittleren Abstandes *s* zwischen den Rauigkeitselementen sowie der Form und der relativen Höhe *k* des verwendeten Rauigkeitselementes bezogen auf den Rohrquerschnitt. Bei konstantem Rohrquerschnitt und relativer Höhe des verwendeten Rauigkeitselementes steigt die äquivalente Sandrauigkeit mit zunehmendem Abstand der Rauigkeitselemente zunächst an, durchläuft ein relatives Maximum und sinkt dann wieder /B5, B7/.

Der wesentliche Unterschied zwischen den Strömungen an einer rauhen und einer glatten Wand liegt in der Intensität der Schwankungsbewegungen und der dadurch hervorgerufenen Reynoldsschen Spannungen in Wandnähe. In Tensorschreibweise hat der Reynoldssche Schubspannungstensor die Form /M2/

$$(\bar{\tau}_{ij})_t = \rho \overline{u_i' u_j'}, \quad (2.20)$$

wobei die Schwankungswerte u' der Geschwindigkeit für die Bildung des Schubspannungstensors verwendet werden. Er ermöglicht somit die Abschätzung der durch die Schwankungsbewegungen lokal auftretenden mechanischen Beanspruchungen des Fluids. Untersuchungen der Turbulenzstruktur an rauhen Wänden zeigen, daß sich trotz der Ablösungserscheinungen an den Rauigkeitselementen prinzipiell ähnliche Strukturen und Bewegungsabläufe wie an der glatten Wand finden lassen /L2/, deren kohärente Strukturen in Bursts¹, Sweeps² und verschiedene Hufeisenwirbel und Longitudinal-Wirbel eingeteilt werden können /H4/.

Verglichen mit der Strömung in einem glatten Rohr ist die Intensität der turbulenten Schwankungsbewegung in Hauptströmungsrichtung erniedrigt, während die Werte in vertikaler Richtung so stark erhöht sind, daß es zu einer Erhöhung der Reynoldsschen Schubspannung

¹ Vorgang bei dem Flüssigkeitsstreifen mit einer Geschwindigkeit, die unterhalb der lokalen mittleren Geschwindigkeit liegt, angehoben werden, oszillieren und auseinanderbrechen.

auf das bis zu Fünffache des Wertes der glatten Wand kommen kann /L2/. Die Auswirkung der Rauigkeiten auf die Turbulenzintensität hängt dabei auch in Bereichen, die eindeutig der k -Rauigkeit zugeordnet sind, wesentlich vom Verhältnis zwischen dem Abstand in Hauptströmungsrichtung s und der Höhe einzelner Rauigkeitselemente k ab. Es ist dabei von grundlegender Bedeutung, ob das durch ein einzelnes Rauigkeitselement erzeugte Rezirkulationsgebiet den gesamten Zwischenraum zwischen zwei aufeinander folgenden Rauigkeitselementen einnimmt oder nicht. Die maximale Erhöhung der Turbulenzintensität durch zweidimensionale Rauigkeitselemente gegenüber der Strömung entlang einer glatten Wand wurde von Okamoto und Nakaso /O4/ bei einem Verhältnis von s/k von neun gefunden.

Unabhängig von der hydraulischen Beschaffenheit des Rohres kann bei nichtisothermen Strömungen die Berücksichtigung radialer Temperaturgradienten auf den Druckverlust durch die Gleichung 2.21 erfolgen /B5/.

$$\xi = \xi_{\text{iso}} \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0.14} \quad (2.21)$$

2.1.2 Wärmeübergangsverhalten newtonscher Fluide in Rohrströmungen

Der Vorgang der Wärmeübertragung von einer festen Wand an ein strömendes Medium wird als Wärmeübergang bezeichnet. Bei konvektiver Wärmeübertragung³ gilt für die Berechnung der Wärmestromdichte die Beziehung

$$q_w = \alpha (T_w - T_\infty), \quad (2.22)$$

mit T_w als Wandtemperatur, T_∞ als Fluidtemperatur in hinreichend großem Abstand von der Wand und dem Wärmeübergangskoeffizienten α als Proportionalitätskonstante.

Unter der Voraussetzung, daß das Fluid an der Wand haftet, erfolgt der Wärmetransport von der Wand an wandnahe Fluidteilchen eines strömenden Fluids durch reine Wärmeleitung. Deshalb kann die Wärmestromdichte an der Wand gemäß des Fourierschen Wärmeleitungsansatzes

$$q = -\lambda \cdot \nabla T \quad (2.23)$$

aus dem Temperaturgradienten des Fluids an der Wand berechnet werden. Wird dieser Ansatz mit Gleichung 2.22 gleichgesetzt und beide Seiten durch eine charakteristische Abmessung X dividiert, die in Rohrströmungen dem Rohrdurchmesser d entspricht, folgt:

$$\text{Nu} \equiv \frac{\alpha X}{\lambda} = \left[\frac{\partial \left(\frac{T}{T_w - T_\infty} \right)}{\partial \left(\frac{x}{X} \right)} \right] = - \left(\frac{\partial \theta}{\partial \zeta} \right)_w \quad (2.24)$$

² Bezeichnung für den Einströmvorgang sogenannter Hochgeschwindigkeitsstreifen aus wandfernen Regionen in die Unterschicht.

³ Energietransport durch Fortführen der Wärme mittels einer Strömung. Dieser Vorgang ist stets von einem Energietransport durch Wärmeleitung begleitet.

mit der dimensionslosen Temperatur θ und der dimensionslosen Länge ζ gemäß

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty}, \zeta = \frac{x}{X}.$$

Die Nusseltzahl Nu ist somit gleich dem negativen dimensionslosen Temperaturgradienten an der Wand und gibt unmittelbar die Erhöhung der Wärmeübertragung durch Konvektion gegenüber der reinen Wärmeleitung (bei ruhendem Medium) an $/M2/$.

Analog zum universellen Geschwindigkeitsprofil bei Strömungen läßt sich für den wandnahen Bereich ein universelles Temperaturprofil angeben. Für $0,5 < Pr < 5$ gilt nach dem Zwei-Schichten-Modell innerhalb der viskosen Unterschicht ($0 < y^+ < 13,2$)

$$T^+ = Pr y^+ \quad (2.25)$$

und in der turbulenten Kernzone ($y^+ > 13,2$)

$$T^+ = 13,2 Pr + 2,25 \ln \left[y^+ \frac{1,5 \left(1 - \frac{r}{R} \right)}{1 + 2 \left(\frac{r}{R} \right)^2} \right] - 5,8. \quad (2.26)$$

Hierbei wird die Kennzahl Pr aus den Stoffdaten kinematische Viskosität ν und Temperaturleitfähigkeit κ gebildet.

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} \quad (2.27)$$

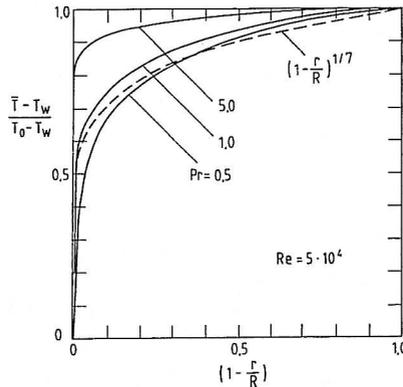


Bild 2.1-3: Berechnete Temperaturprofile für die voll turbulente Rohrströmung bei $Re=50\,000$ und unterschiedlichen Prandtlzahlen $/M2/$

Im Bereich mittlerer Reynoldszahlen gilt auch hier mit guter Näherung ein „ $1/7$ -Potenzgesetz“

$$\frac{T - T_w}{T_0 - T_w} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{1/4}, \tag{2.28}$$

wobei T_0 die Temperatur in der Rohrachse bezeichnet (Bild 2.1-3).

Entsprechend Definitionsgleichung 2.22 ist der Wärmeübergangskoeffizient eine lokale Größe; er hängt beim konvektiven Wärmeübergang direkt vom Strömungsweg x , der örtlichen Temperatur des Fluids und der Oberfläche der überströmten Wand ab. Die direkte Abhängigkeit vom Strömungsweg entsteht durch die Entwicklung der Geschwindigkeits- und Temperaturprofile und wird Längeneffekt genannt.

Der auf eine endliche Wärmeübertragungsfläche A bezogene Wärmeübergangskoeffizient wird als mittlerer oder auch integraler Wärmeübergangskoeffizienten bezeichnet:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{A} \int \alpha(x) dA. \tag{2.29}$$

Berechnungsgleichungen - hydraulisch glatte Rohre

Bei der Berechnung der Nusseltzahl für den laminaren Strömungszustand sind die Wärmeübertragungsverhältnisse an der Wand (konstante Wandtemperatur oder konstanter Wärmestrom) zu beachten. Weiterhin beeinflussen die hydraulischen Verhältnisse (hydrodynamisch ausgebildete Strömung oder gleichzeitiger hydrodynamischer und thermischer Anlauf) den Wärmeübergang /V1/, so daß eine Vielzahl unterschiedlicher Berechnungsgleichungen aus der Literatur bekannt sind. Für die praktische Anwendung kann die Nusseltzahl bei laminaren Strömungsbedingungen in guter Näherung unter Verwendung der Graetz-Zahl

$$Gz \equiv \frac{u \cdot d^2}{\kappa \cdot L} \tag{2.30}$$

entsprechend Gl. 2.31 angegeben werden /S3/.

$$Nu \equiv \sqrt[3]{3,66^3 + \left(1,62^3 \sqrt{\frac{2Gz}{1 + 22 Pr}} Gz\right)} \tag{2.31}$$

In Anlehnung an die theoretischen Arbeiten von Petukhov und Popov /P2/ gibt Gnielinski /G3, V1/ unter Einbeziehung experimenteller Werte aus dem Schrifttum für die Berechnung des Wärmeübergangs in turbulenten Strömungen die Gleichung

$$Nu = \frac{\xi/8 (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{1/4}\right] \tag{2.32}$$

mit

$$\xi = (1,82 \cdot \log(Re) - 1,64)^{-2} \tag{2.33}$$

an. In vielen Fällen liefert auch die Verwendung des wesentlich einfacheren Potenzansatzes

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \tag{2.34}$$

mit $C = 0,0214$
 $m = 0,8$ und
 $n = 0,4$

ein hinreichend exaktes Ergebnis zur Auslegung von Wärmeübertragern /M2/. Gleichung 2.34 wird vielfach bei der Beschreibung des Wärmeübergangsverhaltens schwer beschreibbarer Geometrien angewendet /K2/, wobei die Konstante C und die beiden Exponenten m und n anhand experimenteller Daten korreliert werden.

Die Berechnung der Stoffdaten erfolgt auf der Basis der kalorischen Mitteltemperatur zwischen mittlerer Fluideintritts- und -austrittstemperatur. Zur Berücksichtigung der Temperaturgradienten zwischen Wand und Fluid schlägt Petukhov /P3/ folgende empirische Korrelationsgleichung vor:

$$\frac{Nu}{Nu_m} = \left(\frac{\eta_m}{\eta_w} \right)^n \quad (2.35)$$

mit $n=0,11$ für Heizung und
 $n=0,25$ für Kühlung.

Sie gilt im Bereich $0,08 < (\eta_w/\eta_m) < 40$, $10^4 < Re < 1,25 \cdot 10^5$ und $2 < Pr < 140$.

Im neueren Schrifttum wird statt dessen zur Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten der Faktor $(Pr/Pr_w)^{0,11}$ unabhängig von der Richtung des Wärmestroms verwendet /V1/, so daß gilt

$$\frac{Nu}{Nu_m} = \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11} \quad (2.36)$$

Die Berechnung lokaler Nusseltzahlen bei voll ausgebildeter turbulenter Rohrströmung erfolgt nach Petukhov /P3/ gemäß Gleichung 2.37:

$$\frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\frac{\xi}{8}}{K_1 \left(\frac{\xi}{8} \right) + K_2 (Pr) \sqrt{\frac{\xi}{8} (Pr^{2/3} - 1)}} \quad (2.37)$$

mit

$$K_1 \left(\frac{\xi}{8} \right) = 1 + 27,2 \left(\frac{\xi}{8} \right),$$

$$K_2 (Pr) = 11,7 + 1,8 Pr^{1/3}$$

und ξ nach Gleichung 2.33. Der Gültigkeitsbereichs liegt bei $10^4 < Re < 1,25 \cdot 10^5$ und $2 < Pr < 2000$.

Berechnungsgleichungen - hydraulisch rauhe Rohre

In technisch oder künstlich rauhen Rohren kommt es verglichen mit Glattrohren zu einer Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten. Basierend auf der Analogie zwischen Druck-

verlust und Wärmeübergang entwickelten Dipprey und Sabersky /D1/ aus experimentellen Untersuchungen die empirische Korrelationsgleichung

$$Nu = \frac{\sqrt{\frac{\xi}{8} Re Pr}}{1 + \sqrt{\frac{\xi}{8} \left\{ A_f \left[Re \sqrt{\frac{\xi}{8} \frac{k_s}{d}} \right]^{0.2} Pr^{0.44} - 8,48 \right\}}} \quad (2.38)$$

mit

$$\sqrt{\frac{\xi}{8}} = \left(3,0 - 2,5 \ln \frac{k_s}{d} \right)^{-1} \quad (2.39)$$

für den Wärmeübergang in vollständig rauhen Rohren, wobei die Konstante A_f von der Form der Rauigkeit abhängt. Für Sandrauigkeiten beträgt der Wert für A_f 5,19.

Norris /N2/ empfiehlt für vollständig raue Rohre die wesentlich einfachere Beziehung

$$\frac{(Nu)_{\text{rauh}}}{(Nu)_{\text{glatt}}} = \left(\frac{\xi_{\text{rauh}}}{\xi_{\text{glatt}}} \right)^n \quad (2.40)$$

mit $n=0,68 Pr^{0,215}$. Oberhalb von $\xi_{\text{rauh}}/\xi_{\text{glatt}} = 4$ findet Norris keine weitere Verbesserung des Wärmeübergangs.

Zur Beurteilung der Steigerung der Wärmeübertragungsleistung in Abhängigkeit von der Zunahme des Reibungsdruckverlustes wird der Wirkungsgrad einer turbulenz erhöhenden Maßnahme auf den Wärmeübergang wie folgt definiert /B7/:

$$\eta_{\text{rauh}} = \frac{Nu_{\text{rauh}} / Nu_{\text{glatt}}}{\xi_{\text{rauh}} / \xi_{\text{glatt}}} \quad (2.41)$$

Er nimmt immer Werte < 1 an (Bild 2.1-4). Für den Typ einer „integralen“ Rauigkeit kann er nach Burck /B7/ in Abhängigkeit des Rauigkeitsparameters k_s^+ wie folgt berechnet werden:

$$\eta_{\text{rauh}} = \log \left(\frac{Pr^{0,33}}{k_s^{+0,243}} \right) - 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot k_s^+ \cdot \log Pr + 1,25, \quad (2.42 a)$$

mit
$$k_s^+ = \frac{k_s}{\delta} \quad (2.42 b)$$

Bei „integralen“ Rauigkeiten bewirkt der gute thermische Kontakt zwischen den künstlichen Rauigkeitselementen und der glatten Oberfläche eine Vergrößerung der aktiven Wärmeübertragungsfläche. Im Gegensatz hierzu beruht die Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften eines „überlappenden“ Rauigkeitstyps lediglich auf einer Steigerung der Turbulenzintensitäten in Rohrwandnähe /B7/.

Der Wirkungsgrad des „überlappenden“ Rauigkeitstyps beträgt nach Dipprey /D1/:

$$\eta_{\text{rauh}} = \frac{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi_{\text{glatt}}}{8}} \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right)}{1 + \sqrt{\frac{\xi_{\text{rauh}}}{8}} \left(5,19 k_s^{+0,2} \cdot \text{Pr}^{0,44} - 8,48 \right)}, \quad (2.43)$$

während Owen /O5/ Gleichung 2.44 als geeignete Berechnungsgleichung vorschlägt

$$\eta_{\text{rauh}} = \frac{1,07 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi_{\text{glatt}}}{8}} \left(\text{Pr}^{2/3} - 1 \right)}{1 + \sqrt{\frac{\xi_{\text{rauh}}}{8}} \left(0,52 k_s^{+0,45} \cdot \text{Pr}^{0,8} \right) + 17,8 \frac{\xi_{\text{rauh}}}{8}}. \quad (2.44)$$

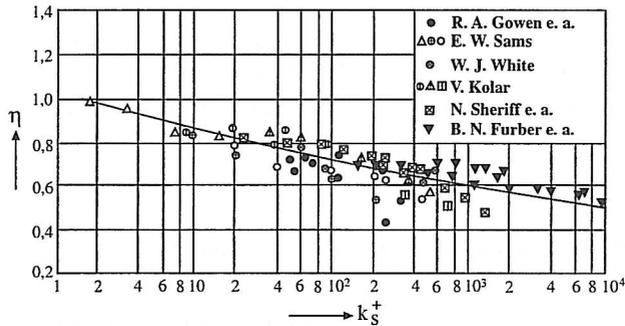


Bild 2.1-4: Wirkungsgrad „integraler“ Wandrauigkeiten bei $\text{Pr}=0,72$ /B7/

Spezielle künstliche Rauigkeiten

Die Untersuchungen von Kumar und Judd /K10/ betreffen den Einfluß von innenseitig in ein hydraulisch glattes Rohr eingeführten spiralförmig geformten Drähten auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Die maximale Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten liegt im Vergleich zum Glattrohr bei 270% und ist mit einer überproportionalen Erhöhung des Reibungsdruckverlustes gekoppelt. Die Ergebnisse können unabhängig vom Rohrdurchmesser, der Testsubstanz und dem Verhältnis zwischen Steigung s der Spiralen (Abstand zwischen zwei parallel verlaufenden Drähten) und dem Rohrdurchmesser in einem Bereich von s/k von 1 bis 5,5 durch Gleichung 2.45 beschrieben werden.

$$\frac{\text{Nu}}{\text{Pr}^{1/3}} = 0,0554 \left(\frac{\xi}{4} \cdot \text{Re}^3 \right)^{0,286} \quad (2.45)$$

Andere Autoren /W6/ untersuchten den Einfluß der in Bild 2.1-5 schematisch dargestellten Drallrohre (profilierte, spiralförmig gewellte Rohre) auf den Wärmeübergangskoeffizienten und fanden einen Einfluß des Verformungsfaktors

$$\Phi = \frac{h^2}{s \cdot d_i} \quad (2.46)$$

auf die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung des Kältemittels Frigen R 12. Bild 2.1-6 zeigt die Ergebnisse der experimentellen Optimierung des inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten bezogen auf die mit dem maximalen inneren Durchmesser d_i bzw. dem maximalen äußeren Durchmesser d_a berechnete Wärmeübertragungsfläche.

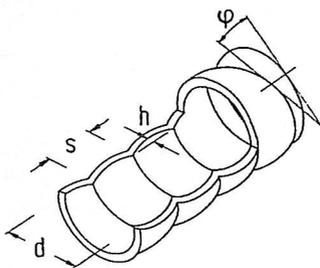


Bild 2.1-5: Spiralförmig gewellte Rohre /W6/

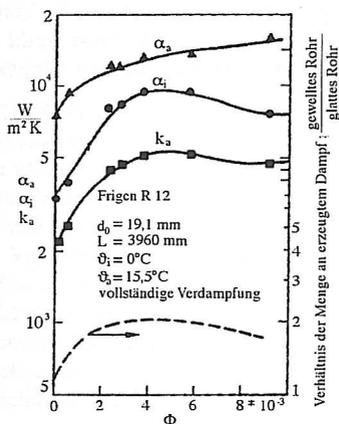


Bild 2.1-6: Ergebnis der experimentellen Optimierung der inneren und äußere Wärmeübergangskoeffizienten /W6/

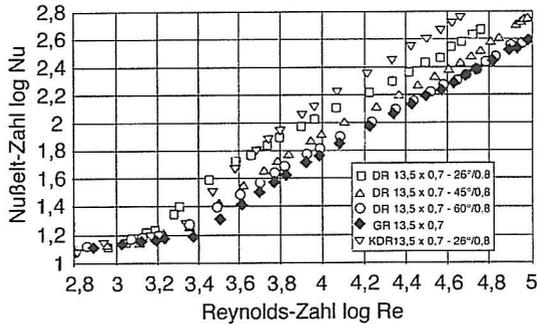


Bild 2.1-7: Wärmeübergang in durchströmten Drallrohren als Funktion der Reynoldszahl für Wasser ($Pr = 3$ bis $3,4$) /K1/
 (DR = eingängiges Drallrohr, GR = Glattrohr, KDR = Kreuzdrallrohr)

Auch bei einphasig durchströmten Drallrohren kommt es laut Kautz /K1/ zu einer deutlichen Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten, die durch die Verformung des Rohres beeinflusst wird. Bild 2.1-7 zeigt die Abhängigkeit der Nusseltzahl von der Reynoldszahl für verschiedene Rohre. Zur Berechnung der Reynoldszahl wird der charakteristische Durchmesser

$$d = a \cdot d_{LF}^n \tag{2.47}$$

mit

$$a = 1,4302 \cdot h^{0,048} \cdot (\sin \varphi)^{0,2238}$$

$$n = \frac{0,904}{(\sin \varphi)^{0,0758}}$$

und dem lichten Durchmesser

$$d_{LF} = d_a - 2(s + h). \tag{2.48}$$

Hierbei bezeichnet h die Dralltiefe und s die Wandstärke.

2.2 Widerstandsvermindernde Tensidlösungen

Tenside sind aus einer hydrophilen und einer hydrophoben Gruppe zusammengesetzte niedermolekulare Verbindungen. Die hydrophobe Gruppe besteht in der Regel aus einem langkettigen Alkylrest (Schwanz), die hydrophile Gruppe (Kopf) aus einem ionisierbaren, polaren, polarisierbaren oder zur Bildung von Wasserstoffbrücken geeigneten Molekülteil /K8, K9/. Je nach Art der Kopfgruppe werden anionische, kationische, nichtionische und amphothere Tenside unterschieden. Ionische Tenside besitzen zum Ausgleich der elektrischen Ladung ein sogenanntes Gegenion.

Unter dem Gesichtspunkt einer potentiellen Verwendung als widerstandsverminderndem Zusatz in Fernwärmesystemen haben sich in der Vergangenheit spezielle kationische Tenside als geeignet herausgestellt /A1, A2, E1, F2, K4, K5, W4, W5/. Polymere Reibungsminderer werden bei großen mechanischen Belastungen und hohen Temperaturen irreversibel zerstört. Die thermische und mechanische Wirkungsunterdrückung kationischer Tenside ist dagegen ein reversibler Vorgang. Anionische Tenside sind meist nur in einem sehr schmalen Temperaturbereich als Reibungsminderer wirksam /S7/, erfordern unter Umständen größere Zumischungen eines starken Elektrolyten zur Herbeiführung widerstandsvermindernder Eigenschaften und können durch Wasserhärtebildner ausgefällt werden. Seit einigen Jahren befinden sich auch Lösungen aus nichtionischen Tensiden bzw. einer Kombination aus nicht- und anionischen Tensiden /H1, H3/ in der Erprobung, wobei die letztgenannten Lösungen nur in einem kleinen Temperaturbereich widerstandsvermindernde Eigenschaften besitzen und die reinen nichtionischen Tensidlösungen zur Auskristallisation neigen.

2.2.1 Modellvorstellung der Reibungsminderung durch Tenside

Hochverdünnte wässrige Tensidlösungen zeigen oberhalb einer kritischen unteren Scherbeanspruchung (Onset-Punkt) viskoelastisches Fließverhalten; die scheinbare Scherviskosität der Lösung ist im Vergleich zu Wasser stark erhöht. Neben der Scherabhängigkeit der Viskosität, weisen Lösungen kationischer widerstandsvermindernder Tenside zusätzlich zeitliche Abhängigkeiten wie Thixotropie und Rheopexie auf (Bild 2.2-1). Während bei geringer Scherbeanspruchung newtonsches Verhalten oder ein leichter Anstieg der Viskosität bis zu einem Gleichgewichtswert festgestellt wird, weisen die Lösungen bei größeren Scherraten einen rheopexen Anstieg der Viskosität und nach Erreichen eines Maximums einen thixotropen Abfall bis auf einem konstanten Endwert auf /K9, O1, O3, R1, R2/. Dieser liegt deutlich oberhalb des Lösungsmittelwertes und ist nach Gravsholt von der Temperatur, der Tensidkonzentration, der Schergeschwindigkeit und der Geometrie der Meßapparatur abhängig /G4/.

Die Ursache für die ungewöhnlichen rheologischen Eigenschaften der untersuchten kationischen Tensidsysteme liegt originär in ihrem praktisch zweigeteilten Molekülaufbau. In dem Bestreben die freie Energie des Gesamtsystems zu minimieren, kommt es bei Überschreiten einer kritischen Konzentration zu einer Zusammenlagerung von mehreren Tensidmonomeren zu größeren Aggregaten - den Mizellen. Diese Grenzkonzentration wird erste kritische Mizellbildungskonzentration (cmc_1^4) genannt. Die gebildeten Mizellen der hier betrachteten Tensidsysteme besitzen eine kugelförmige Gestalt.

⁴ critical micelle concentration

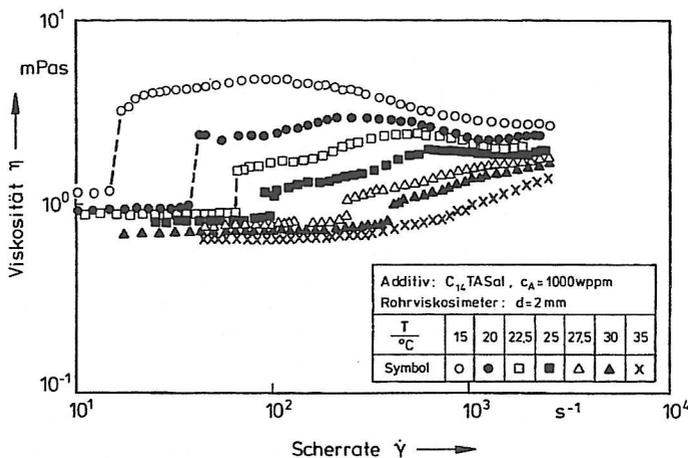


Bild 2.2-1: Abhängigkeit der Viskosität einer C₁₄TASal-Lösung mit einer Konzentration von 1000 wppm (weight parts per million) von Scherrate und Temperatur /O3/

Wird die Konzentration über die cmc_1 hinaus erhöht, werden zunächst weitere Monomere in die Mizelle eingebaut, bis die energetisch günstigste Aggregationszahl erreicht ist. Danach steigt bei konstanter Aggregationszahl die Anzahl der Mizellen proportional zur Konzentration /K9/. Liegt ein ionisches Tensidsystem vor, bei dem die Wechselwirkungen der Kopfgruppen verschiedener Monomere vergleichsweise gering sind, können sich oberhalb einer zweiten kritischen Mizellbildungskonzentration (cmc_{II}) weitere Assoziatformen bilden. Diese haben meist eine stäbchen- oder scheibenförmige Gestalt. Widerstandsvermindernde kationische Tenside bilden Stäbchenmizellen, die durch eindimensionales Wachstum aus den Kugelmizellen entstehen /K9, O3/. Im *hochverdünnten Konzentrationsbereich* ist der Abstand der Stäbchenmizellen zueinander so groß, daß es zu keiner Überlappung der Rotationsvolumina kommt. Die Mizellen können sich frei und ungehindert bewegen /K9/. Der *verdünnte Konzentrationsbereich* ist erreicht, wenn die Stäbchenmizellen - bei weiterer Konzentrationserhöhung - so lang werden, daß sie sich gegenseitig in ihrer Bewegung behindern.

Im Gegensatz zur cmc_1 ist die cmc_{II} stark temperaturabhängig. Bei konstanter Tensidkonzentration und steigender Temperatur verkürzen sich die Mizellen bei gleichzeitiger Erhöhung der Anzahl. Eine Verlängerung der Stäbchenmizellen erfolgt durch Temperaturerniedrigung bei konstanter Tensidkonzentration oder Konzentrationszunahme bei gleichbleibender Temperatur. Beide kritischen Mizellbildungskonzentrationen sinken mit zunehmender Länge des Alkylkettenrestes /H8, H12, L1, M3, O1, Z1, Z2/. Die gebildete Mizellen stehen in einem dynamischen Gleichgewicht mit den ebenfalls im Lösungsmittel vorliegenden Monomeren. Dieses Gleichgewicht wird durch zwei Prozesse bestimmt /M1/, die durch die Relaxationszeiten τ_1 und τ_2 beschrieben werden können. Der erste, schnellere Prozeß beschreibt die Änderung der mittleren Aggregationszahl der Mizellen, der zweite, langsamere Prozeß charakte-

riert die Änderung der Mizellkonzentration, d.h. den vollständigen Auf- und Abbau der Mizellen /A4, A5, A6, B4/.

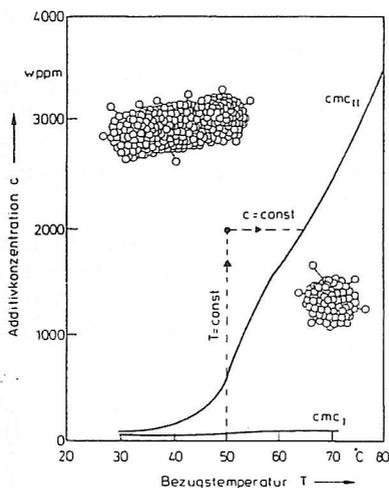


Bild 2.2-2: Mizellbildung- und -wachstum in Abhängigkeit von Temperatur und Konzentration /H12/

Obwohl die exakten physikalischen Zusammenhänge noch ungeklärt sind, wird übereinstimmend die Anwesenheit der anisotropen, in der Regel stäbchenförmigen Mizellen und ihre Orientierung in Strömungsrichtung als notwendige Voraussetzung für die schubspannungsabhängigen viskoelastischen Eigenschaften der Tensidlösungen benannt /A1, H11, B1, H9, O1, W7, W8/. Der orientierte Zustand der Mizellen in der Strömung wird als scherinduzierte Struktur (SIS⁵) bezeichnet und bewirkt eine Veränderung der Turbulenzstruktur. Es tritt eine Verringerung der radialen und eine Erhöhung der axialen Turbulenzintensitäten auf /A3, B2, B3/. Zur eindeutigen Abgrenzung dieses Phänomens von laminarer sowie turbulenter Strömung im klassischen Sinne wird in der Literatur auch der Begriff der „orientierten Turbulenz“ verwendet /D3, L2/.

Es existieren unterschiedliche Modellvorstellungen zur Beschreibung des Aufbaus der scherinduzierten Struktur. Die beiden bekanntesten Modelle - das Gittermodell und das Perlen-schnurmodell - werden nachfolgend erläutert.

Gittermodell

Nach dem Gittermodell /H10, R1, R2/ bilden die Stäbchenmizellen aufgrund der elektrostatischen Wechselwirkung zwischen den Oberflächenladungen eine Art Raumgitter aus. Die Schwerpunkte der Mizellen liegen auf den Gitterplätzen (Bild 2.2-3). In der ruhenden Lösung ist die Orientierung der Stäbchen statistisch verteilt. Wird die Lösung einer

⁵ shear induced state

Scherbeanspruchung ausgesetzt, die größer als die des Onset-Punktes ist, richten sich die einzelnen Stäbchenmizellen parallel zur Strömungsrichtung aus.

Bei geringer Scherbelastung, bilden sich zunächst einzelne Mizellverbände, die mit zunehmender Strömungsbelastung größer werden und schließlich eine durchgehend orientierte Struktur formen. Durch diese Überstruktur werden die Turbulenzen senkrecht zur Hauptströmungsrichtung gedämpft.

Bei weiterer Steigerung der Scherbelastung zerbricht die durchgehende Struktur in einzelne Gitterverbände (Cluster), in denen die Mizellen ebenfalls geordnet in Strömungsrichtung ausgerichtet sind. Das Verbiegen und Verhaken dieser Teilbereiche ermöglicht das Speichern und Freisetzen von Energie, woraus die elastischen Eigenschaften der Lösungen resultieren.

Steigt die Schergeschwindigkeit über einen zweiten, oberhalb des Onset-Punktes liegenden, kritischen Wert an, werden die einzelnen Teilbereiche vollständig zerstört. Die Mizellen liegen, wie unterhalb des Onset-Punktes, unorientiert vor. Ab diesem Punkt der Strömungsbelastung zeigt die Lösung wieder newtonsches Verhalten.

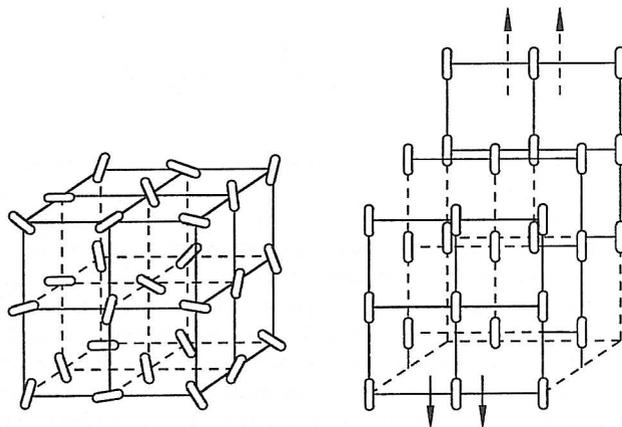


Bild 2.2-3: Gittermodell der scherinduzierten Struktur (SIS) /H9/

Perlenschnurmodell

Ebenso wie das Gittermodell geht auch das Perlenschnurmodell /W7/ von einer Orientierung der Mizellen in Strömungsrichtung aus. Dabei werden bereits unterhalb einer kritischen Scherbeanspruchung Mizellverbände gebildet. Die Mizellverbände, welche einem dynamischen Aufbau- und Zerfallsprozeß unterliegen, werden mit zunehmender Scherbeanspruchung im Scherfeld gedehnt, bis sich die einzelnen Mizellen mit ihren Endflächen aneinander reihen und lange, parallele, in Strömungsrichtung orientierte Ketten bilden. Die Ausbildung der Ketten dämpft die Turbulenzbewegungen in radialer Richtung und verursacht die elastischen Eigenschaften der Lösung. Voraussetzung für die Bildung der Ketten ist, daß das Scherfeld genügend Energie besitzt, um die gegenseitige Abstoßung der Stäbchenmizellen zu überwinden.

Mit steigender Strömungsgeschwindigkeit nimmt die Intensität der radialen Turbulenzen zu. Bei Überschreiten einer kritischen Schergeschwindigkeit werden sie so groß, daß die Ketten zerstört und die Mizellen wieder ungeordnet in der Lösung vorliegen. Ab diesem Punkt der Strömungsbelastung zeigt die Lösung erneut newtonsches Verhalten.

Bei Untersuchungen zur Sichtbarmachung des Strömungsfeldes bei der Zylinderumströmung mittels der Töplerschen Schlierenoptik konnte eine scherinduzierte Phasenseparation visualisiert werden. Zahlreiche Indizien deuten darauf hin, daß diese visualisierte Phase mit der scherinduzierten Struktur identisch ist. Beide treten bei Überschreiten einer kritischen Beanspruchung auf und bleiben nach Abschaltung des Strömungsfeldes minutenlang erhalten. Die Sichtbarkeit der scherinduzierten Phase weist hierbei darauf hin, daß ihre Abmessungen mindestens in der Größenordnung der Wellenlänge des sichtbaren Lichts liegen. In der laminaren Strömung um eine Kugel können sogar zusammenhängende Strukturen im Zentimeterbereich beobachtet werden /U1/.

Die Orientierung der Aggregate in Strömungsrichtung auch über die Beanspruchungszeit hinaus sowie das Wachstum der Mizellen sprechen dafür, daß die scherinduzierte Struktur einer nematischen Phase entspricht /U1/. Auch wenn die scherinduzierte Phase nicht durch ein einfaches Längenwachstum der Mizellen entsteht, ist letzteres doch Voraussetzung für die widerstandsvermindernden Eigenschaften. Die Entwicklung von mathematischen Modellen zur quantitativen und qualitativen Beschreibung des Mizellwachstums in Strömungen ist daher Thema vieler Veröffentlichungen.

Nach dem Modell von Cates und Turner /C1/ können sich die Mizellen aufgrund ihrer elektrischen Ladung nur zusammenlagern, wenn die Endflächen senkrecht aufeinander treffen. Im Strömungsfeld werden die Mizellen ausgerichtet, die Wahrscheinlichkeit der Zusammenlagerung erhöht sich und die Mizellen wachsen. Demgegenüber basiert die mathematische Beschreibung nach Wang /W1, W2/ auf einer Kalkulation der freien Energie der Mizellen. Die freie Energie der Mizellen wächst, wenn die Mizellen im Strömungsfeld gestreckt oder gestaucht werden. Es kommt zu einem Mizellwachstum, wenn die freie Energie eines Monomers in einer langen Mizelle geringer als die in einer kürzeren Mizelle ist. Brusima /B6/ beschreibt die Zusammenlagerung der Mizellen auf der Grundlage der relativen Geschwindigkeit der Mizellen zur umgebenden Strömung. Da längere Mizellen eine größere Fläche einnehmen, steigt die relative Geschwindigkeit an und führt zu einem weiteren Mizellwachstum.

Keiner der beschriebenen Ansätze ermöglicht eine gute mathematische Beschreibung der experimentellen Daten. In der Regel liegen die berechneten Schergeschwindigkeiten, ab denen es zu einem Mizellwachstum kommt, viel höher als die gemessenen. Ein neueres Modell betrachtet die auf eine Mizelle wirkenden hydrodynamischen Kräfte und setzt sie zu den Aggregationskräften der Mizelle ins Verhältnis /K6, K7/. Bei Überschreiten einer kritischen Scherrate werden einzelne Mizellen durch die Scherkräfte der Strömung zerstört. Es kommt zu einer Erhöhung der Monomerkonzentration in der Lösung, die ein schnelles Wachstum der in der Lösung verbliebenen Mizellen verursacht, da das Mizellwachstum deutlich schneller verläuft als die Mizellneubildung. Die Übereinstimmung zwischen Theorie und Praxis ist bei diesem Modell höher als bei den vorher beschriebenen. Auch können die qualitativen Zusammenhänge zwischen Temperatur, Konzentration und kritischer Schergeschwindigkeit gut abgebildet werden.

2.2.2 Strömungsverhalten wässriger Tensidlösungen

Innerhalb des von Stoff-, Betriebssystem und Konzentration abhängigen Temperatur- und Strömungsgeschwindigkeitsbereichs weisen reibungsmindernde Tensidlösungen die in Bild 2.2-4 dargestellte Widerstandscharakteristik auf. Die Reynoldszahl wird mit den Stoffwerten des Lösungsmittels gebildet. Daher kann die Widerstandsverminderung

$$WV = \frac{\Delta p_{LM} - \Delta p_L}{\Delta p_{LM}} \cdot 100\% = \frac{\xi_{LM} - \xi_L}{\xi_{LM}} \cdot 100\% \quad (2.49)$$

direkt aus der Widerstandscharakteristik abgelesen werden.

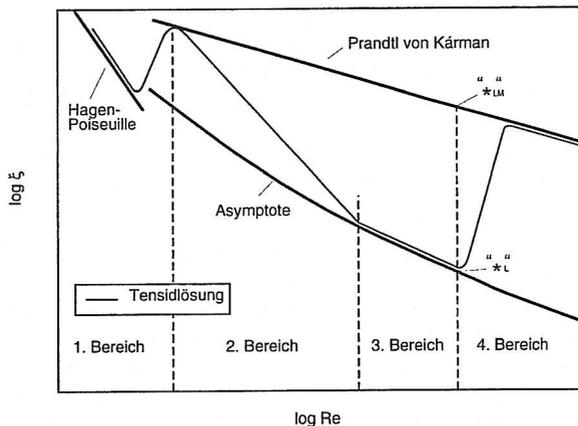


Bild 2.2-4: Qualitative Widerstandscharakteristik einer wässrigen, reibungsmindernden Tensidlösung /O2/

Im Bereich kleiner Reynoldszahlen (1. Bereich) zeigt die Tensidlösung newtonsches Verhalten mit erhöhten Widerstandsbeiwerten im Vergleich zur Wasserströmung. Diese Abweichung resultiert aus der höheren Viskosität der Tensidlösungen, die durch ein Umscheren der Mizellen in der Strömung entsteht /W3/. Im 2. Bereich wird die scherinduzierte Struktur ausgebildet. Die Widerstandsbeiwerte liegen unter denjenigen von Wasser. Mit zunehmender Reynoldszahl nimmt die Differenz der Widerstandsbeiwerte zwischen Tensidlösung und Lösungsmittel solange zu, bis die Asymptote maximaler Widerstandsverminderung erreicht ist. In dem anschließenden 3. Bereich, der auch als Gebiet der *turbulenten Widerstandsverminderung* bezeichnet wird, verläuft die Widerstandscharakteristik in der Nähe der Asymptote. Bei weiterer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit bricht im 4. Bereich die scherinduzierte Struktur infolge der zunehmenden Turbulenzbewegungen zusammen. Die Mizellen liegen in einem ungeordneten Zustand vor und die Widerstandscharakteristik entspricht derjenigen des Lösungsmittels (newtonsches Verhalten). Dieser als Wirkungszusammenbruch bezeichnete Vorgang ist reversibel; die Widerstandsverminderung setzt bei Unterschreiten der kritischen Strömungsgeschwindigkeit spontan wieder ein. Der Zustandspunkt „*“ beim

Übergang vom 3. in den 4. Bereich wird als kritischer Punkt oder auch *mechanische Belastungsgrenze* bezeichnet.

In erster Näherung kann das Strömungsprofil tensidischer Reibungsminderer analog zu dem für die turbulente Strömung von Polymerlösungen von Virk /V3, V4, V5/ abgeleiteten Dreischichten-Modell beschrieben werden. Das Geschwindigkeitsprofil der Polymerlösungen wird - ebenso wie das des Lösungsmittels Wassers - in drei Bereiche eingeteilt (Bild 2.2-5). Im Bereich der viskosen Unterschicht gilt

$$u^+ = y^+, \quad (2.50)$$

in der Pufferschicht (laminar-turbulenter Übergangsbereich)

$$u^+ = 11,7 \ln y^+ - 17 \quad (2.51)$$

und in der turbulenten Kernströmung

$$u^+ = 2,5 \ln y^+ + 5,5 + \Delta B. \quad (2.52)$$

Durch den Zusatz reibungsmindernder Additive vergrößert sich der laminar-turbulente Übergangsbereich bei gleichzeitiger Abnahme des turbulenten Kernbereichs. Der turbulente Kern erfährt dadurch im Vergleich zum Geschwindigkeitsprofil newtonscher Fluide eine parallele Verschiebung um den Betrag ΔB . Maximale Widerstandsverminderung wird erreicht, wenn die Pufferzone bis zur Rohrmittle ausge dehnt ist.

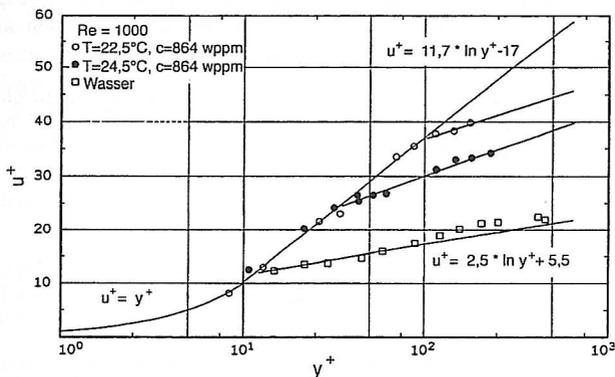


Bild 2.2-5: Geschwindigkeitsprofile von Polymerlösungen bei unterschiedlichen Widerstandsverminderungen /V4/

Dimensionslose Geschwindigkeitsprofile wässriger Tensidlösungen wurden u.a. von Schmitt, Bewersdorff und Povkh et al. ermittelt /B1, B3, P4, S4/. Sie stellen übereinstimmend die Unabhängigkeit der Strömungsprofile von der Tensidkonzentration fest.

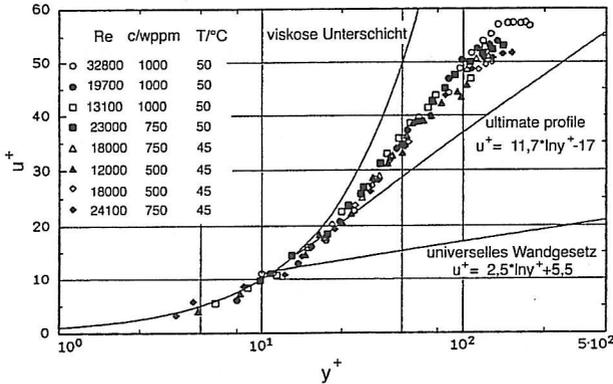


Bild 2.2-6: Dimensionslose Geschwindigkeitsprofile von C₁₆TASal-Lösungen mit Natriumbromid bei maximaler Widerstandsverminderung /S4/

Die Form der Profile ist leicht s-förmig und ähnelt daher bei hohen Reynoldszahlen eher dem Profil der newtonschen laminaren Strömung, als dem kastenförmigen turbulenten Profil. Von einer kompletten Laminarisierung kann laut Schmitt /S4/ jedoch nicht ausgegangen werden, da laminare Strömungsprofile im Gegensatz zu denen der Tensidlösungen von der Reynoldszahl abhängig sind und in der dimensionslosen Auftragung steiler verlaufen.

Die hydrodynamische Einlaufänge wässriger Tensidlösungen ist im Vergleich zu newtonschen Fluiden erhöht. Für Strömungsgeschwindigkeiten unterhalb des kritischen Punktes (Bild 2.2-4) gilt für Reynoldszahlen $500 \leq Re_{LM} \leq 400\,000$

$$\frac{L_h}{d} = 150 \tag{2.53}$$

unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit, der Tensidkonzentration und der Temperatur /K3/. Die im Bereich des Wirkungszusammenbruchs ermittelten Werte liegen z.T. noch deutlich höher.

Bei Strömungen wässriger reibungsmindernder Tensidlösungen in Krümmern und Rohrwendeln treten ebenso wie in geraden Rohren widerstandsvermindernde Effekte auf. Die Maximalwerte der Widerstandsverminderung liegen jedoch deutlich geringer als in geraden Vergleichsrohren. Fankhänel /F1/ konnte zeigen, daß innerhalb des Wirkungsbereichs der Tensidlösung zwar der Reibungsdruckverlust im Krümmer verringert wird, der Umlenkdruckverlust hingegen ansteigt. Die Erhöhung des Umlenkdruckverlustes ist umso größer, je geringer die Reynoldszahl und je höher die Tensidkonzentration ist. Deshalb existieren in Abhängigkeit von Strömungsgeschwindigkeit und Temperatur sowohl Bereiche, in denen im Krümmer eine Widerstandsverminderung auftritt, als auch Bereiche, in denen eine Widerstandserhöhung festzustellen ist.

Die Erhöhung des Umlenkdruckverlustes kann auf die erforderliche elastische Deformation der scherinduzierten Struktur zurückgeführt werden. Da die hierzu benötigte Energie vom Scherfeld aufgebracht werden muß erhöht sich der Druckverlust. Zudem wird durch die scherindu-

zierte Struktur die Ausbildung der Sekundärströmung behindert, so daß der Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung wieder zu kleineren Reynoldszahlen verschoben wird. Auch die Ablösung bzw. Wirbelbildung an un stetigen Veränderungen des Strömungsquerschnitts bzw. bei der Umströmung von Strömungshindernissen werden durch den Tensideinsatz beeinflußt /D3, N3, R4, U1/.

Der Einfluß künstlicher Rauigkeiten auf die Widerstandscharakteristiken wässriger Tensidlösungen wurde u.a. von Thiel /T1/ untersucht. Bei hohen Werten der Widerstandsverminderung und niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten hat die Oberflächenbeschaffenheit der Meßstrecke keinen Einfluß auf den Druckverlust. Demgegenüber ist bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten mit zunehmender Rohrrauigkeit eine deutliche Verschiebung des Wirkungszusammenbruchs zu niedrigeren Reynoldszahlen zu beobachten.

Die von Lyko /L2/ durchgeführten Untersuchungen zum Burst-Sweep-Mechanismus in wandbegrenzten Schichten bei Strömungen wässriger Tensidlösungen an glatten und rauhen Oberflächen zeigen, daß bei rauhen Rohren je nach Strömungsgeschwindigkeit zwei unterschiedliche Turbulenzzustände vorherrschen können. Während bei niedrigen Geschwindigkeiten die sogenannte „orientierte Turbulenz“ zu erkennen ist, bei der praktisch keine Querschwankungen meßbar sind, können bei höheren Geschwindigkeiten deutliche Geschwindigkeitsfluktuationen senkrecht zur Wand beobachtet werden. Generell liegt die Häufigkeit des Auftretens kohärenter Strukturen in Strömungen wässriger Tensidlösungen aber unter der von Wasserströmungen.

Laut Lyko vollzieht sich die Aufhebung der „orientierten Turbulenz“ nicht schlagartig bei Erreichen einer bestimmten Reynoldszahl oder Wandschubspannung. In einem Übergangsbereich können Flüssigkeitsgebiete, die eine scherinduzierte Struktur aufweisen neben solchen, in denen der scherinduzierte Zustand infolge der höheren Wandschubspannung bzw. der Störung durch die Rauigkeitselemente bereits aufgehoben ist, bestehen. Die gegenüber der Wasserströmung in ihrer Intensität und Richtung stark veränderten kohärenten Bewegungen werden als Resultat der Wechselwirkung zwischen diesen beiden Flüssigkeitsgebieten mit unterschiedlichen hydrodynamischen Charakteristiken verstanden.

Wirkungsbereich

Jede Tensidlösung besitzt nur innerhalb eines bestimmten, von der Tensidkonzentration abhängigen Betriebsparameterbereichs (Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit bzw. Volumenstrom) widerstandsvermindernde Eigenschaften. Werden die Grenzen dieses sogenannten Wirkungsbereichs über- bzw. unterschritten verhält sich die Lösung wie Wasser. Die Kenntnis dieser Grenzwerte ist somit für einen technischen Einsatz von Tensidlösungen von vorrangigem Interesse.

Verliert eine Tensidlösung im isothermen Betrieb durch eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit ihre widerstandsvermindernden Eigenschaften, wird von einem Überschreiten der mechanischen Belastungsgrenze gesprochen. Im Gegensatz hierzu kennzeichnen die thermischen Belastungsgrenzen die minimalen und maximalen Temperatur, bei denen in einer Tensidlösung definierter Konzentration unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit noch Widerstandsverminderung zu beobachten ist.

Der Verlust der widerstandsvermindernden Eigenschaften durch Überschreiten der mechanischen und auch der thermischen Belastungsgrenze ist reversibel. Bei Überschreiten der

mechanischen Belastungsgrenze, wird die scherinduzierte Struktur infolge der stark erhöhten radialen Turbulenzenintensitäten zerstört und die Lösung zeigt newtonsche Eigenschaften. Wird andererseits die Scherbeanspruchung unterhalb die mechanische Belastungsgrenze abgesenkt, so bildet sich die Überstruktur erneut aus; die Reibungsminderung setzt spontan wieder ein.

Die thermischen Belastungsgrenzen können durch die Mechanismen der Stäbchenmizellbildung erläutert werden. Mit steigender Temperatur verkürzen sich die Stäbchenmizellen bzw. wandeln sich in Kugelmizellen um (Unterschreitung der cmc_{II}), so daß oberhalb einer bestimmten Temperatur der Aufbau einer geordneten Struktur aus Stäbchenmizellen nicht mehr möglich ist und daher keine Widerstandsverminderung mehr beobachtet werden kann. Wird die obere thermische Belastungsgrenze wieder unterschritten kommt es zu einer Neubildung der Stäbchenmizellen und die scherinduzierte Struktur bildet sich wieder aus.

Zu tiefen Temperaturen wird der Wirkungsbereich durch das zunehmende Stäbchenmizellwachstum bzw. die abnehmende Mizellanzahl begrenzt. Ab einer unteren Temperaturgrenze ist die Stäbchenmizelllänge zu groß bzw. die Mizellichte zu gering, um eine geordnete Überstruktur aufzubauen. Die reversiblen Vorgänge bei Unter- bzw. Überschreiten der thermischen und mechanischen Belastungsgrenze sind schematisch in Bild 2.2-7 dargestellt.

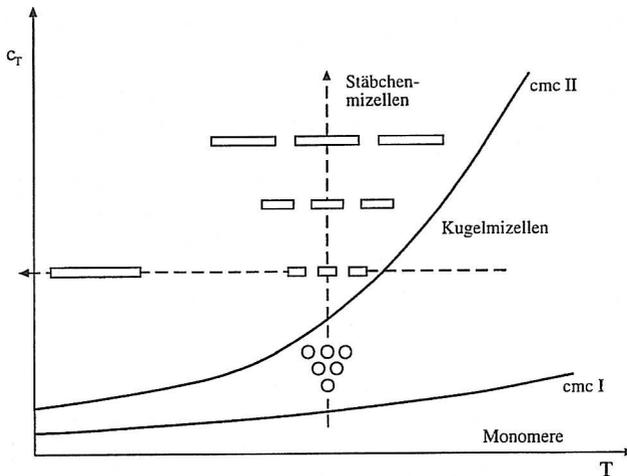


Bild 2.2-7: Reversible Wirkungsbildung und -zusammenbruch kationischer Tensidlösungen bei Über- bzw. Unterschreiten kritischer Werte

Die mechanische Belastungsgrenze kann unabhängig vom Rohrdurchmesser mittels der kritischen Wandschubspannung des Lösungsmittels

$$\tau_{w,LM}^* = \frac{\Delta p_{LM}^* \cdot d}{4 \cdot L} = \frac{\xi_{LM}^* \cdot \rho \cdot \bar{u}^2}{8} \quad (2.54)$$

dargestellt werden /A1, E2, F2/. Die mit dem Index „*“ gekennzeichneten Größen beschreiben den Zustandspunkt des Wirkungszusammenbruchs, d.h. den Übergang vom 3. in den 4. Bereich der Widerstandscharakteristik in Bild 2.2-4.

Die kritische Wandschubspannung hängt maßgeblich von der Tensidkonzentration, der Temperatur und dem Stoffsystem ab. In Bild 2.2-8 ist qualitativ der Verlauf der kritischen Wandschubspannung über der Temperatur für verschiedene Konzentrationen und unterschiedliche Kettenlängen eines aliphatischen Tensidmolekülteils dargestellt.

Mit steigender Konzentration nimmt die kritische Belastungsgrenze zu. Gleichzeitig verschiebt sich das Maximum zu höheren Temperaturen und der Bereich, in dem die reibungsmindernde Wirkung auftritt (ausgefüllter Bereich unter den Begrenzungslinien in Bild 2.2.-8) wird vergrößert.

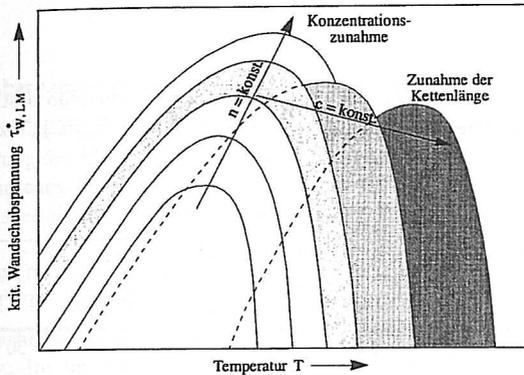


Bild 2.2-8: Qualitative Darstellung der Einflussparameter Alkylkettenlänge n , Konzentration c und Temperatur T auf die mechanische Belastungsgrenze

Mit zunehmender Kettenlänge n des aliphatischen Restes verschiebt sich der Wirkungsbereich zu höheren Temperaturen /F2, O3, S6/. Die maximale kritische Wandschubspannung wird verringert.

Die Höhe der Widerstandsverminderung kann mit zwei empirischen Korrelationen abgeschätzt werden. Beide Korrelationen sind nur im Wirkungsbereich der Einsatzsubstanzen gültig. Gleichung 2.55 /A1/ beschreibt die in Bild 2.2-4 dargestellte Asymptote und kann somit zur Berechnung der minimalen Widerstandsbeiwerte in hydraulisch glatten Rohren verwendet werden. Die maximale Widerstandsverminderung mizellarer Reibungsminderer in geraden Rohren liegt bei ca. 85% innerhalb eines großen Bereichs der Strömungsbelastung.

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 13,3 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{\xi}) - 32,5 \quad (2.55)$$

Mittels Gleichung 2.56 kann der durchschnittliche Wert der Widerstandsverminderung in geraden Rohren /F1/ ermittelt werden. Mit dieser Korrelation können die Wandschubspannungen der Tensidlösung in Abhängigkeit von der Wandschubspannung des Lösungsmittels berechnet werden:

$$\tau_{w,L} = 0,35 \cdot (\tau_{w,LM})^{0,78} \quad (2.56)$$

mit τ_w in Pa.

Zur Berechnung der mechanischen Belastungsgrenzen für n-Alkyltrimethylammonium-3-hydroxy-2-naphthoate (n=16: Habon, n=18: Obon, n=22: Dobon) gibt Fankhänel /F2/ die Gleichungen 2.57 bis 2.61 an. Sie wurden aus Messungen in hydraulisch glatten Röhren der Nennweiten DN8, DN15, DN25 ermittelt. In einem ersten Schritt wird unter Verwendung der in Tabelle 2.2-1 aufgelisteten Koeffizienten die maximale mechanische Belastungsgrenze (maximale Wandschubspannung) sowie die Temperatur T_{opt} , an der die maximale Wandschubspannung auftritt (Gleichungen 2.57 und 2.58) für eine bestimmte Tensidkonzentration c_A ermittelt.

$$T_{opt} = T_0 \cdot c_T \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.57)$$

$$\tau_{opt} = \tau_0 + b \cdot c_T \quad [\text{Pa}] \quad (2.58)$$

Der Gültigkeitsbereich der Gleichungen 2.57 und 2.58 liegt innerhalb bestimmter Konzentrations- und Temperaturgrenzen $c_1 \leq c_T \leq c_2$ [wppm] und $T_1 \leq T \leq T_2$ [$^{\circ}\text{C}$] (Tabelle 2.2-1).

Tab. 2.2-1: Koeffizienten der Vorhersagegleichung nach Fankhänel /F2/

Additiv	T_0 [$^{\circ}\text{C}$]	a	τ_0 [Pa]	b	c_1 [wppm]	c_2 [wppm]	T_1 [$^{\circ}\text{C}$]	T_2 [$^{\circ}\text{C}$]
Habon	31,4	0,15	-1,2	0,11	62,5	1000	30	100
Obon	47,9	0,12	-0,5	0,096	62,5	500	45	120
Dobon	100	0,048	2,3	0,023	62,5	1000	80	140

Anschließend werden nach den Gleichungen 2.59 und 2.60 die auf den Maximalwert τ_{opt} bezogenen kritischen Wandschubspannungen des Lösungsmittels in Abhängigkeit von der auf T_{opt} bezogenen Temperatur T_{bez} berechnet. Die verwendeten Koeffizienten sind in Tabelle 2.2-2 aufgelistet.

$$\tau_{bez} = \frac{1 + A \cdot T_{bez} + B \cdot T_{bez}^2}{1 + A \cdot T_{bez} + C \cdot T_{bez}^2} \quad (2.59)$$

$$T_{bez} = \frac{T - T_{opt}}{T_{opt} + 273,15} \quad (2.60)$$

Tab. 2.2-2: Koeffizienten der Gleichung 2.59

	A	B	C
Habon	-7	-75	195
Obon	-3	-40	280
Dobon	-20	-150	410

Im letzten Schritt erfolgt die Bestimmung der kritischen Wandschubspannung nach Gleichung 2.61:

$$\tau_{W,LM} = \tau_{opt} \cdot \tau_{bez}, \tau < \tau^* \tag{2.61}$$

Der Vertrauensbereich beträgt ± 20% der berechneten kritischen Wandschubspannung des Lösungsmittels. Nach Althaus /A1/ kann die oben stehende Berechnungsgleichung 2.56 in erster Näherung auch als Vorhersagegleichung zur Maßstabsübertragung für den Einsatz in Fernwärmesystemen mit technisch rauen Rohren verwendet werden /A1/.

2.2.3 Wärmeübergangsverhalten wässriger Tensidlösungen

Beim Einsatz von Tensidlösungen verringert sich gleichzeitig mit dem Auftreten der Widerstandsverminderung der Wärmeübergangskoeffizient α aufgrund der Reduzierung des turbulenten Queraustausches. In Analogie zur Widerstandsverminderung WV wird dieser Effekt als Wärmeübergangsverminderung WÜV bezeichnet:

$$WÜV = \frac{\alpha_{LM} - \alpha_M}{\alpha_{LM}} \cdot 100\% = \frac{Nu_{LM} - Nu_M}{Nu_{LM}} \cdot 100\% \tag{2.62}$$

Bild 2.2-9 zeigt schematisch die Wärmeübergangscharakteristik wässriger Tensidlösungen in geraden Rohren. Im laminaren Strömungsbereich (Re < 2 300) sind die ermittelten Nusseltzahlen für wässrige Tensidlösungen und das reine Lösungsmittel Wasser gleich. Dieses charakteristische „laminare“ Wärmeübergangsverhalten bleibt bei Tensidlösungen bis zum Erreichen der kritischen Scherbelastung bestehen. Die Wärmeübergangscharakteristik ist im Bereich unterhalb der kritischen Scherbeanspruchung unabhängig von der Konzentration. Nach Weber /W3/ läßt sich der Wärmeübergang in diesem Strömungsbereich mit Hilfe einer Energiebilanz analog zum laminaren Strömungsbereich lösen, wobei die hydrodynamische Einlauflänge und das Strömungsprofil berücksichtigt werden müssen.

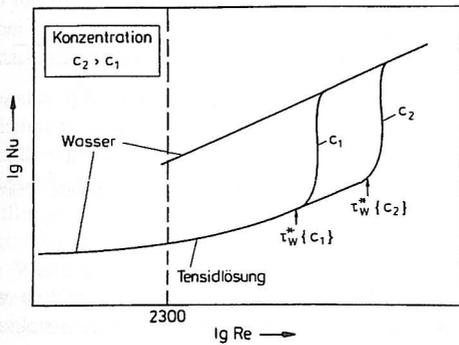


Bild 2.2-9: Wärmeübergangscharakteristik wässriger Tensidlösungen in geraden Rohren (schematisch) /W3/

Auch in Rohrwendeln tritt, wie in geraden Rohren, eine Wärmeübergangsverminderung auf $/W3/$. Unterhalb der kritischen Scherbelastung ist eine einheitliche Darstellung der Wärmeübergangscharakteristiken unabhängig von der eingestellten Tensidkonzentration möglich. Die Werte der kritischen Scherbeanspruchung lassen sich dabei gut anhand der in geraden Rohren ermittelten übertragen.

In Bild 2.2-10 wird schematisch der Verlauf der Nusseltzahl einer wässrigen Tensidlösung in einer Rohrwendel gezeigt. Bis zu einer Reynoldszahl von ca. 10 000 steigt die Wärmeübergangscharakteristik steil an und die scherinduzierten Strukturen dehnen sich aufgrund der unterschiedlichen Scherbelastung auf einen größeren Rohrquerschnitt aus. Oberhalb dieser Reynoldszahl sind die scherinduzierten Strukturen vollständig aufgebaut und die Wärmeübergangscharakteristik verläuft flacher. Gleichzeitig nimmt die Wärmeübergangsverminderung mit zunehmender Reynoldszahl zu. Oberhalb der kritischen Scherbelastung (τ_w^*) steigt der Wärmeübergang in einem Übergangsbereich auf die Werte des Lösungsmittels Wasser an. Dieser Übergangsbereich erstreckt sich verglichen mit den Messungen in glatten Rohren über einen größeren Reynoldszahlen-Bereich. Die Ursache liegt in dem über dem Rohrquerschnitt betrachteten unterschiedlichen Scherbeanspruchungen. Mit zunehmender Geschwindigkeit wird in einem immer größeren Anteil des Rohrquerschnitts die mechanische Belastungsgrenze überschritten, so daß die scherinduzierte Struktur nur noch in kleineren Bereichen des Rohrquerschnitts aufgebaut werden kann $/W3/$.

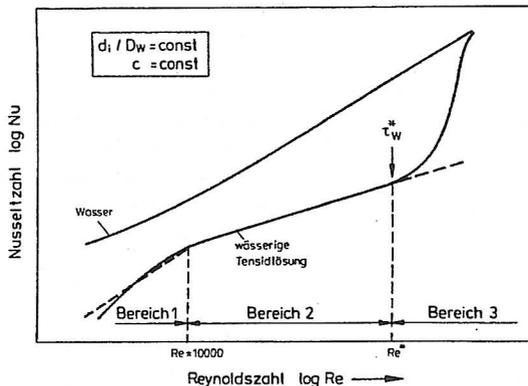


Bild 2.2-10: Wärmeübergangscharakteristik in Rohrwendeln bei Einsatz wässriger Tensidlösungen (schematisch) $/W3/$

Untersuchungen von Kleuker $/K2/$ zum Wärmeübergangsverhalten wässriger Tensidlösungen in Plattenwärmeübertragern liefern die in Bild 2.2-11 dargestellte allgemeine Wärmeübergangscharakteristik. Hierbei ist unterhalb der mechanischen Belastungsgrenze keine Konzentrationsabhängigkeit der Wärmeübergangscharakteristik festzustellen.

Ausgehend von kleinen Reynoldszahlen steigt die Wärmeübergangsverminderung zunächst an. Bei Überschreiten einer von der Plattengeometrie abhängigen kritischen Übergang Reynoldszahl ändert sich die Charakteristik. Von nun an verlaufen die gemessenen Werte der

Nusseltzahl parallel zu denen des Lösungsmittels. Bei Erreichen der kritischen Scherbeanspruchung steigen die Nusseltzahlen ähnlich wie bei den Messungen in Rohrwendeln in einem ausgedehnten Reynoldszahlen-Bereich auf die Lösungsmittelwerte an. Die mechanischen Belastungsgrenzen in den Wärmeübergangs- und den Widerstandscharakteristiken sind nur bei niedrigen Konzentrationen identisch. Bei hohen Konzentrationen ($c = 1000$ wppm) ist eine Wärmeübergangsverminderung auch dann noch vorhanden, wenn die Widerstandsbeiwerte bereits wieder die Wasserwerte erreicht haben.

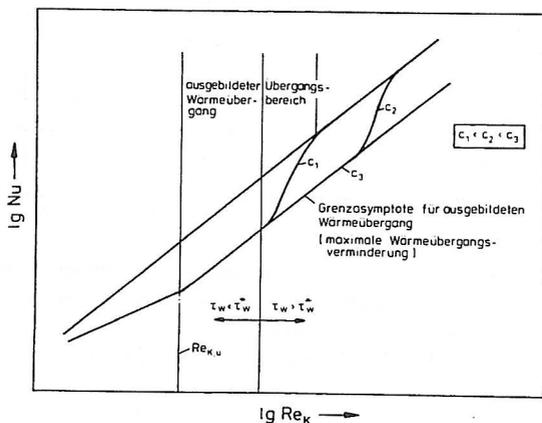


Bild 2.2-11: Wärmeübergangscharakteristik wässriger Tensidlösungen in Plattenwärmeübertragern /K2/

Allgemein gilt, daß die Wärmeübergangsverminderung unter identischen Bedingungen immer größere Werte als die Widerstandsverminderung annimmt. In geraden Rohren kann diese bis zu 95% betragen. In anderen Geometrien, in denen durch Sekundärströmungen bzw. Strömungsstörungen die Ausbildung der scherinduzierten Struktur gestört wird, wie z.B. in Rohrwendeln oder bei Durchströmung von Plattenspalten, ist die Reduzierung des Wärmeübergangs weniger stark ausgeprägt.

Zum Verlauf der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten beim Einsatz widerstandsvermindernder Additive existieren wenige Angaben; die meisten Autoren konzentrieren sich auf die Beschreibung der makroskopischen - auf den gesamten Wärmeübertrager bezogenen - Effekte. Lokale Wärmeübergangskoeffizienten in Lösungen polymerer Reibungsminderer wurden z.B. von Villar et al. /V2/ durchgeführt. Bild 2.2-12 zeigt die Ergebnisse seiner Messungen in Rohren quadratischen und dreieckigen Querschnitts. Mit zunehmender Länge verringern sich die Werte der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten unabhängig vom verwendeten Polymer und der Reynoldszahl, bis sie bei einer dimensionslosen Länge (x/D) von ca. 10 einen konstanten Wert erreichen. Dieser Punkt kennzeichnet das Ende der thermischen Einlaufänge. Die durchschnittlichen Werte der Widerstandsverminderung liegen bei 15%; die der Wärmeübergangsverminderung bei 16%.

Die von Villar ermittelte thermische Einlaufänge widerstandsvermindernder Additive entspricht somit in etwa der newtonscher Fluide, bei denen in turbulenten Strömungen die

örtliche Nusseltzahl nach einer dimensionslosen Länge von 20 nur noch um ca. 3% von dem asymptotischen Wert Nu_{∞} abweicht /M2/.

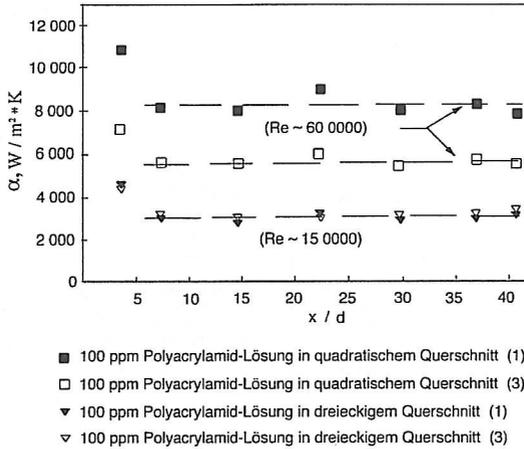


Bild 2.2-12: Lokale Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von der auf den Durchmesser bezogenen dimensionslosen Länge $(x/d) / \sqrt{2}$

- (1) frische Lösung
(3) gealterte Lösung

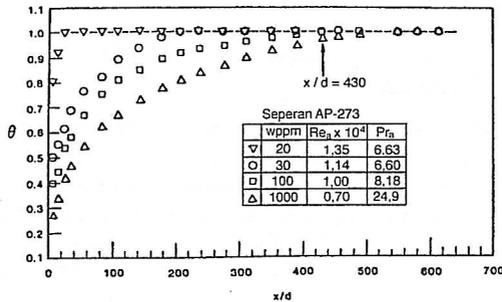


Bild 2.2-13: Abhängigkeit der dimensionslosen Temperatur θ von der dimensionslosen Länge x/d in der thermischen Einlaufstrecke für verschieden konzentrierte widerstandsvermindernder Polymerlösungen /K11/

Kwack et al. /K11/ untersuchen die Konzentrationsabhängigkeit der thermischen Einlauflänge von der Polymerkonzentration durch Aufzeichnung der dimensionslosen Temperatur nach Gleichung 2.63 über der dimensionslosen Länge (Bild 2.2-13). Während bei der niedrigsten untersuchten Einsatzkonzentration von 20 ppm praktisch kein Unterschied zu newtonschen Fluiden feststellbar ist, vergrößert sich die thermische Einlauflänge mit steigender Polymerkonzentration bis auf einen Wert von 430 (dimensionslose Länge) bei der maximal vermessenen Konzentration von 1000 ppm.

$$\theta = \frac{(T_w - T_n)_{s/d}}{(T_w - T_n)_{aus}}, \quad (2.63)$$

mit T_w = Wandtemperatur
 T_n = Temperatur im Flüssigkeitskern.

2.3 Auswirkungen eines Einsatzes widerstandsvermindernder Additive auf den Betrieb von Wärmeübertragern

Der in einem Wärmeübertrager zwischen den beiden Fluiden durch die Trennwand ausgetauschte Wärmestrom Q^* läßt sich aus dem Produkt des Wärmedurchgangskoeffizienten k , der Wärmeübertragungsfläche $A_{wÜ}$ und der mittleren treibenden Temperaturdifferenz ΔT_m

$$Q^* = k \cdot A_{wÜ} \cdot \Delta T_m \quad (2.64)$$

ermitteln. Hierbei kann der Wärmedurchgangskoeffizient k entsprechend Gleichung 2.65 unter Verwendung der beiden Wärmeübergangskoeffizienten α_1 und α_2 sowie des Wandwiderstandswerts R_w berechnet werden.

$$\frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_1 \cdot A_1} + R_w + \frac{1}{\alpha_2 \cdot A_2} \quad (2.65)$$

Während die Flächen A_1 und A_2 die Wärmeübertragungsflächen an den Oberflächen auf den beiden Fluidseiten darstellen, ist die Bezugsfläche A auf der linken Seite der Gleichung nicht festgeschrieben. Sie kann sowohl mit A_1 als auch A_2 identisch sein, oder unabhängig hiervon gewählt werden.

Der Wärmewiderstand errechnet sich aus der Wanddicke s und der Wärmeleitfähigkeit λ des Wandwerkstoffes nach der Gleichung

$$R_w = \frac{s}{\lambda \cdot A_m} \quad (2.66)$$

wobei A_m die für die Wärmeleitung maßgebende mittlere Fläche angibt.

Für zylindrische Rohre gilt:

$$A_m = \frac{A_1 - A_2}{\ln \left(\frac{A_1}{A_2} \right)} \quad (2.67)$$

Da durch den Tensideinsatz nur ein Wärmeübergangskoeffizient erniedrigt wird, ist die Beeinflussung des Wärmedurchgangs verglichen mit der Wärmeübergangsverminderung geringer. Die prozentuale Wärmedurchgangsverminderung WDV ist definiert als:

$$\text{WDV} = \frac{k_{LM} - k_L}{k_{LM}} \cdot 100\%. \quad (2.68)$$

Die Größe WDV hängt maßgeblich von der Wärmeübergangsverminderung und den jeweiligen Wärmeübergangsverhältnissen des Apparats ab. Zur Kennzeichnung der Wärmeübergangsverhältnisse wird der Parameter ω eingeführt:

$$\omega = \frac{\alpha_{\text{pri}}}{\alpha_{\text{sek}}}. \quad (2.69)$$

Er beschreibt das Verhältnis der Wärmeübergangskoeffizienten α_{pri} und α_{sek} ohne widerstandsvermindernde Additive, wobei ein Tensideinsatz auf der Primärseite (Index „pri“) vorgesehen ist. Im Fall $\omega \gg 1$ liegt der bestimmende Wärmeübergangskoeffizient auf der Seite, die nicht durch die Additive beeinflusst wird. Der Wärmedurchgang wird in diesem Fall nur geringfügig durch den Einsatz der Tenside beeinträchtigt. Wird demgegenüber das Tensid auf der Seite des kleineren Wärmeübergangskoeffizienten eingesetzt, hat dies eine hohe Wärmedurchgangsverminderung zur Folge.

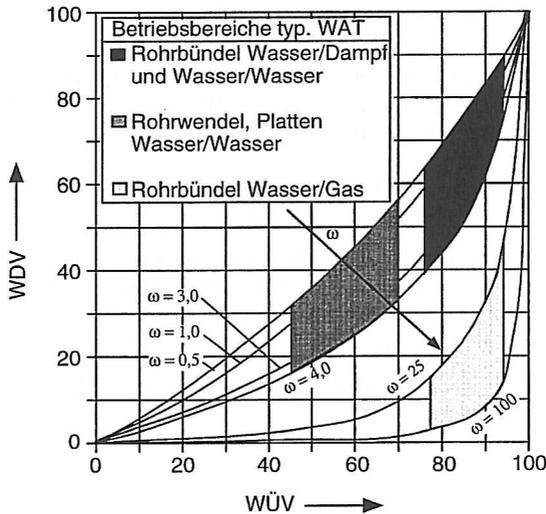


Bild 2.3-1: Wärmedurchgangsverminderung WDV als Funktion des Wärmeübergangsverminderung WÜV und dem Wärmeübergangsverhältnis ω für fernwärmetyperische Wärmeübertrager ($\alpha_1 = 5\,500 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $\lambda/s = 24\,000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, zusätzlicher Wärmeübergangswiderstand durch Verschmutzung $R_f=0$) /K4/

In Bild 2.3-1 wird anhand eines Berechnungsbeispiels die Abhängigkeit der Wärmedurchgangsverminderung von den Faktoren Wärmeübergangsverminderung und Wärmeübergangsverhältnis verdeutlicht. Zusätzlich sind die Betriebsbereiche fernwärmetyperischer Apparate gemäß der auftretenden Wärmeübergangsverminderung gekennzeichnet.

Mit zunehmender Wärmeübergangsverminderung und abnehmendem Wärmeübergangsverhältnis steigt nach Bild 2.3-1 die Wärmedurchgangsverminderung. Dementsprechend ist die Beeinflussung von Rohrbündelkondensatoren (Wasser/Dampf) und Rohrbündelapparaten (Wasser/Wasser) am größten. Es treten Wärmedurchgangsverminderungen von 35 bis 90% auf. Trotz der relativ hohen Wärmeübergangsverminderung ist die Reduktion des Wärmedurchgangs bei Gas/Wasser-Rohrbündelübertragern mit Werten von 3 bis 40% vergleichsweise gering. Die Ursache liegt in der aufgrund des hohen Wärmeübergangsverhältnisses geringen Sensitivität der Wärmedurchgangsverminderung gegenüber der Wärmeübergangsverminderung. Rohrwendel- und Plattenapparate weisen eine mittlere Beeinflussung des Wärmedurchgangs von ca. 14 bis 50% auf /K5/.

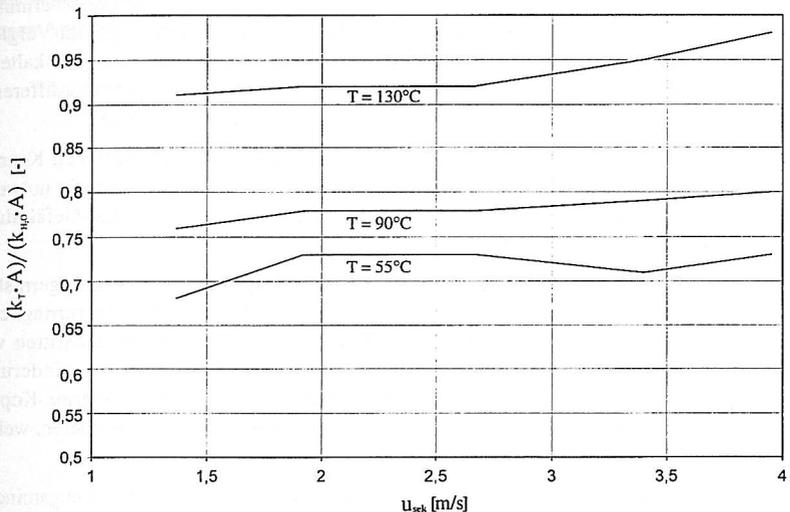


Bild 2.3-2: Vergleich des Wärmedurchgangs bei Einsatz von Wasser und einer 1450 wppm Dobon-G / 700 wppm Natriumsalicylat-Lösung /S5/

Wird die Tensidlösung auf der Mantelseite von Rohrbündelwärmeübertragern eingesetzt, kann ebenfalls eine Wärmedurchgangsverminderung beobachtet werden /S5/. Bild 2.3-2 zeigt die Ergebnisse einer Meßreihe, die an einem Rohrbündelwärmeübertrager in einem niederländischen Kraftwerk durchgeführt wurde. Aufgetragen ist hier das Verhältnis der k^*A -Werte beim Einsatz einer Dobon-G/Natriumsalicylat-Lösung zu denen bei reinem Wasserbetrieb in Abhängigkeit von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Es ist eine deutliche Verringerung der k^*A -Werte beim Einsatz der Tensidlösung zu erkennen. Da bei gewählten Aufträgen ein direkter Zusammenhang zwischen WDV und k^*A -Werten nach der Formel

$$\text{WDV} = \frac{k_{\text{LM}} - k_{\text{L}}}{k_{\text{LM}}} \cdot 100\% = \frac{1 - \frac{k_{\text{L}}}{k_{\text{LM}}}}{1} \cdot 100\% = \frac{1 - \frac{k_{\text{L}} \cdot A}{k_{\text{LM}} \cdot A}}{1} \cdot 100\% . \quad (2.70)$$

besteht, kann aus den aufgetragenen Daten direkt die Wärmedurchgangsverminderung bestimmt werden. Die maximalen Werte der Wärmedurchgangsverminderung betragen ca. 30%; sie liegen somit deutlich unterhalb den beim Einsatz der Tensidlösung auf der Rohrseite zu erwartenden (Bild 2.3-1).

Für den Einsatz widerstandsvermindernder Additive in bestehenden Fernheiznetzen ist die Gewährleistung der Versorgungssicherheit entscheidend. Zur Abschätzung des Additiveinflusses wird daher analog zur WÜV und WDV die Wärmeleistungsverminderung wie folgt definiert:

$$\text{WLV} = \frac{\dot{Q}_{\text{LM}} - \dot{Q}_{\text{L}}}{\dot{Q}_{\text{LM}}} \cdot 100\% . \quad (2.71)$$

Durch den Einsatz der Tenside und die damit verbundene Wärmeübergangsverminderung werden unter der Annahme gleicher Eintrittsbedingungen ($T_{\text{i, ein}}$ und $m_{\text{i, ein}}^*$) im Vergleich zu Wasser sowohl die Auskühlung der heißen Seite als auch die Aufheizung der kalten Seite vermindert. Die Folge ist eine Erhöhung der mittleren treibenden Temperaturdifferenz ΔT_{m} . Die Wärmeleistungsverminderung WLV ist daher stets geringer als die WDV.

Zusammenfassend gilt somit bezüglich der drei definierten wärmetechnischen Kenngrößen $\text{WÜV} > \text{WDV} > \text{WLV}$. Eine hohe Reduktion des Wärmeübergangs zieht nicht notwendigerweise eine erhebliche Verminderung der Wärmeleistung und somit eine Gefährdung der Versorgungssicherheit nach sich.

Eine zusätzliche Problematik bezüglich der Beeinflussung von Wärmeübertragern stellt die erläuterte Verschiebung der Temperaturverhältnisse dar. Einerseits darf die vertraglich zugesicherte Mindestvorlauftemperatur auf der Verbraucherseite nicht unterschritten werden; andererseits bewirkt eine erhöhte Rücklauftemperatur meist eine Verminderung des Wirkungsgrades der Heizwerke bei der Wärmeerzeugung und in Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen woraus erhöhte Wärmeerzeugungskosten bzw. Stromeinbußen resultieren, welche die Rentabilität eines Tensideinsatzes mindern.

Eine Kompensation der wärmeübergangsvermindernden Einflüsse von reibungsmindernden Additiven ist daher wünschenswert. Laut Klöpper /K4/ können hierzu die folgenden Lösungsansätze verfolgt werden:

- Der Ersatz vorhandener Apparate durch speziell für den Einsatz widerstandsvermindernder Additive ausgelegter Wärmeübertrager,
- die Installation zusätzlicher Apparate,
- die hydraulische Trennung eines beeinflussten Apparats (Errichtung eines eigenständigen Kreislaufs mit Förderpumpen, Nachspeisung, Druckhaltung etc.),
- die Verbesserung des Wärmeübergangs durch Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit; dabei kann sowohl die Strömungsgeschwindigkeit im gesamten System als auch nur diejenige innerhalb des Apparates (z.B. durch Erhöhung der Gangzahl) gesteigert werden,

- die Erhöhung der treibenden Temperaturdifferenzen z.B. durch Erhöhung der Kondensationstemperaturen (bzw. der Sattampfdrücke) in Kondensatoren,
- die künstliche Verstärkung der Turbulenz,
- den Tausch von Rohr- und Mantelseite bei Rohrbündel- und Rohrwendelapparaten,
- die Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche durch
 - den Austausch des Rohrbündels oder
 - die Erhöhung der Plattenanzahl und
- die Kombination verschiedener Maßnahmen.

Die Ausnutzung einer Leistungsreserve vorhandener Wärmeübertrager stellt grundsätzlich eine weitere Möglichkeit dar, den Einfluß der Tenside zu kompensieren. Zwar kann in diesem Fall die Versorgungssicherheit garantiert werden; die Funktion eines mit Reibungsminderern betriebenen Wärmeübertragers ist jedoch immer schlechter als diejenige eines mit Wasser betriebenen Apparats. Dies sollte bei der Einsatzplanung berücksichtigt werden.

3 Experimentelles

3.1 Versuchsanlagen und Meßstrecken

Zur Messung der Beeinflussung des Wärmeübertragungsverhaltens widerstandsvermindernder Lösungen standen zwei Versuchsanlagen zur Verfügung - nachfolgend als Versuchsanlage 1 und 2 bezeichnet (Tabelle 3.1-1). Beide Versuchsanlagen besitzen zwei hydraulisch getrennte und zur Atmosphäre geschlossene Flüssigkeitskreisläufe mit Meß- und Regeleinrichtungen zur Einstellung von Volumenströmen und Temperaturen. Apparativ sind die beiden Flüssigkeitskreisläufe durch Versuchswärmeübertrager - nachfolgend auch als Meßstrecken bezeichnet - miteinander verbunden. Hierbei wird der sekundärseitige Flüssigkeitskreislauf immer mit Wasser betrieben. Der primärseitige Flüssigkeitskreislauf besitzt Einrichtungen zur Tensiddosierung mit denen definierte Tensidkonzentrationen eingestellt werden können.

Tab. 3.1-1: Wesentliche technische Parameter der Versuchsanlagen

	Versuchsanlage 1	Versuchsanlage 2	
Volumen [l]	270	70	
p_{\max} [bar] / T_{\max} [°C]	6 / 140	16 / 180	
V^* [m³/h]	20	0,8	
Heizleistung	190 kW _{el}	8 kW _{el}	
Integrale Wärmeübergangsmessungen			
Wärmeübertragertyp	Doppelwärmeübertrager	Doppelwärmeübertrager	
Meßstrecke	1	3	2
Innendurchmesser [mm]	17,3	12,1	4
V^*_{\max} [m³/h] / u_{\max} [m/s]	2 / 2,4	0,8 / 1,9	0,18 / 4
Maßnahme	Turbulenzzeugung	Turbulenzzeugung	Verlust der WV-Eigenschaften
Lokale Wärmeübergangsmessungen			
Wärmeübertragertyp	-	Äußere elektrische Beheizung	
Meßstrecke	-	1	
Innendurchmesser [mm]	-	4	
V^*_{\max} [m³/h] / u_{\max} [m/s]	-	0,18 / 4	
Maßnahme		Verlust der WV-Eigenschaften	
Besonderheiten		Wandtemperaturmessung mit aufgeschweißten Thermoelementen	
Einheitliche technische Ausstattung	Werkstoff: Edelstahl (Werkstoffnummer 1.4571); Kreiselpumpen zur Förderung; PT 100- Fühler zur Temperaturmessung; Inertisierung mit Stickstoff; hydrodynamischer Einlauf bei Einsatz von Wasser vor Eintritt in die Messstrecke abgeschlossen		

Die *integralen Wärmeübergangskoeffizienten* werden durch die primär- und sekundärseitige Messung der Ein- und Austrittstemperaturen sowie der Volumenströme und anschließender Versuchsdatenauswertung bestimmt. Zeitgleich erfolgt auf der Primärseite die Messung des Differenzdrucks über dem Versuchswärmeübertrager. Durch die Gegenüberstellung der Meßergebnisse bei Betrieb mit Wasser und Tensidlösung auf der Primärseite können so die Daten der Wärme- und Widerstandsverminderung ermittelt werden. Bei den in dieser Arbeit eingesetzten Versuchswärmeübertragern handelt es sich um Doppelrohrwärmeübertrager. Versuchsanlage 2 besitzt zusätzlich zu zwei Doppelrohrwärmeübertragern eine weitere Versuchsstrecke zur Messung *lokaler Wärmeübergangskoeffizienten*.

Die beiden eingesetzten Versuchsanlagen entsprechen in wesentlichen Teilen den bei Weber /W3/, Kleuker /K2/ und Noerenberg /N1/ umfassend beschriebenen Einrichtungen. Da der Schwerpunkt der Arbeiten auf der Untersuchung verschiedener Maßnahmen zur Beeinflussung des Wärmeübertragungsverhaltens lag, konzentrieren sich die nachfolgenden Erläuterungen auf die Beschreibung der eingesetzten Versuchswärmeübertrager und wärmeübergangsbeeinflussenden Maßnahmen sowie der Versuchsstrecke zur Messung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten. Weitere technische Details werden nur erläutert sofern sie von den Beschreibungen bei Weber /W3/, Kleuker /K2/ und Noerenberg /N1/ abweichen.

Eingesetzte Doppelrohrwärmeübertrager

Während der Messungen standen insgesamt drei Doppelrohrwärmeübertrager zur Verfügung, deren geometrische Daten Tabelle 3.1-2 entnommen werden können. In zwei dieser Doppelrohrwärmeübertrager kamen turbulenzfördernde Maßnahmen zum Einsatz, mit deren Hilfe die Beeinflussung der Wärmeübertragungseigenschaften wässriger Tensidlösungen untersucht wurden.

Tab. 3.1-2: Geometrische Daten der eingesetzten Doppelrohrwärmeübertrager

Meßstrecke	Versuchsanlage 1		Versuchsanlage 2	
	1	2	3	
Turbulenzfördernde Maßnahme	Spiraleinbauten	-		Drallrohre
d_i (Innenrohr) [mm]	17,3	4		12,1 ^{b)}
Wandstärke (Innenrohr) [mm]	2	1		0,7
d_o (Mantelrohr) [mm]	28,5	10		20
Rohrlänge [m]	4	10 ^{b)}		2
Abstand der Differenzdruckmeßpunkte [m]	4	10,75		2,24

^{a)} Angabe der Daten für den nicht profilierten Bereich

^{b)} Aus Platzgründen wurden die Meßstrecken als U-Rohr ausgeführt, wobei die geraden Strecken jeweils 5 m lang sind und der U-Rohr-Bogen eine Länge von 0,45 m besitzt

Der Außendurchmesser der in den Doppelrohrwärmeübertrager der Versuchsanlage 1 eingebrachten Spiralen wurden mit 17,5 mm geringfügig größer als der Innendurchmesser des Innenrohres gewählt. Auf diese Weise konnte gewährleistet werden, daß die Ganghöhe⁶ der Spiraleinbauten während der Messungen konstant blieb. Um einen konstanten Abstand zwischen Innen- und Außenrohr im Mantelraum des Doppelrohrwärmeübertragers sicher zu stellen, wurden in regelmäßigen Abständen „Abstandhalter“ auf das Innenrohr geschweißt.

Bei allen Messungen in Doppelrohrwärmeübertragern werden im stationären Betriebszustand die Ein- und Austrittstemperaturen der beiden Flüssigkeitsströme sowie die Differenzdrücke am Versuchswärmeübertrager und die Volumenströme gemessen. Hierbei wird ein Betriebszustand als stationär definiert, wenn über einem Zeitraum von ca. 7 Minuten keine der vier Temperaturen am Wärmeübertrager um mehr als 0,2°C von ihrem jeweiligen Mittelwert (gebildet aus 20 Messungen über diesen Zeitraum) abweicht und der primärseitig übertragene Wärmestrom um maximal 3% vom sekundärseitigen abweicht. Im nachfolgenden Meßzyklus wird jede Meßgröße über einen Zeitraum von ca. 1 Minute zwanzigmal aufgenommen und gemittelt.

Elektrisch beheizte Versuchsstrecke zur Messung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten

Zur Messung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wässriger Tensidlösungen bei schneller Temperaturerhöhung über die obere thermische Belastungsgrenze der Tensidlösung hinaus, wurde in Versuchsanlage 2 eine elektrisch beheizte Versuchsstrecke (Meßstrecke 1) eingebaut. Die Versuchsstrecke des Nenndurchmesser DN 4 hat eine Gesamtlänge von 11,15 m. Sie wird auf einer Länge von 10 m durch längs des Rohre verlegte Heizdrähte elektrisch von außen beheizt.

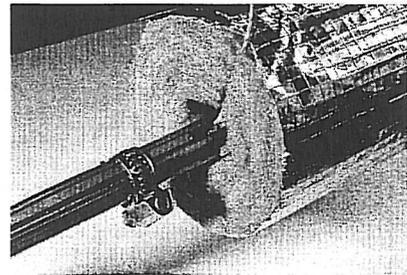
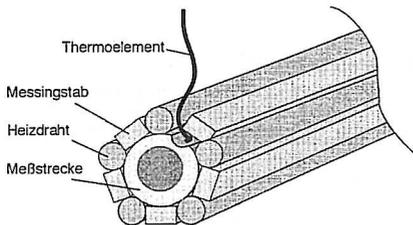


Bild 3.1-1: Elektrisch beheizte Versuchsstrecke 1 der Versuchsanlage 2 (Endstücke mit Heizleiter und axialen Abstandhaltern)

Zur Verbesserung des Wärmeeintrags und Gewährleistung eines gleichmäßigen Abstands der fünf Heizdrähte untereinander sind zusätzlich fünf gut-wärmeleitende, Vierkantstäbe aus Messing längs des Versuchsrohres installiert. Die Messung der Oberflächentemperaturen erfolgt mit Hilfe von insgesamt 28 Thermoelementen, die in 1 mm tiefen, 3 mm breiten und 20 mm langen Nuten durch Punktschweißung direkt auf der Rohroberfläche angebracht

⁶ Abstand zweier Drähte zueinander

wurden. Die Kalibrierung der Thermoelemente erfolgte bei unterschiedlichen Temperaturen und Strömungsgeschwindigkeiten mit Hilfe der geeichten PT-100-Meßfühlern am Meßstreckenein- und -austritt, wobei die elektrische Beheizung der Meßstrecke außer Betrieb war. Bild 3.1-1 zeigt den Aufbau der Versuchsstrecke 1 der Versuchsanlage 2.

Da die stärksten Effekte auf die wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften der Tensid-lösung vor allem am Meßstreckenanfang zu erwarten sind, werden im Einlauf der Meßstrecke bis zu einer Länge von 2,2 m die Nuten der Thermoelemente alle 20 cm und ab einer Länge von 2,5 m alle 50 cm gesetzt. Bei Betrachtung des Rohrquerschnitts sind die Nuten an den Positionen 0°, 144° und 216° angeordnet (Bild 3.1-2), da sie dort nicht unterhalb eines Heizleiters liegen. Die gewählte Konstruktion bietet folgende Vorteile:

- Minimierung des Heizleitereinflusses auf die Messungen,
- Verschiebung des Meßpunktes in Richtung der inneren Oberfläche des Rohres,
- Vermeidung von Strahlungseinflüssen auf die Messung,
- Identifizierung von möglichen Fehlerquellen durch Variation des Thermoelementortes auf dem Rohrquerschnitt.

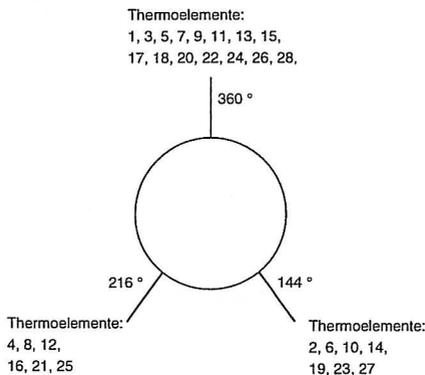


Bild 3.1-2: Positionen der Thermoelemente

Im stationären Betriebszustand werden der Volumenstrom, die Ein- und Austrittstemperaturen, die lokalen Wandtemperaturen sowie der Differenzdruck über der Versuchsstrecke gemessen. Hierbei wird ein Betriebszustand als stationär definiert, wenn über einem Zeitraum von ca. 7 Minuten keine der Temperaturen am Wärmeübertrager um mehr als 0,2°C von ihrem jeweiligen Mittelwert (gebildet aus 20 Messungen über diesen Zeitraum) abweicht. Im nachfolgenden Meßzyklus wird jede Meßgröße über einen Zeitraum von ca. 1 Minute zwanzigmal aufgenommen und gemittelt.

3.2 Versuchssubstanzen

Von der Firma Hoechst AG, Frankfurt wurde eine Reihe von Tensiden entwickelt, die speziell für den Einsatz in Fernwärmesystemen geeignet sind. Es handelt sich um quaternäre Ammoniumsalze, die aus einem n-Alkyltrimethylammonium- oder n-Alkyldimethylpolyoxethylammoniumkation und einem 3-Hydroxy-2-naphthoatanion bestehen.

Handelsname	Quaternäre Ammonium-Kationen	Gegenion
Habon	n = 16	
Obon	$\left[\text{C}_n\text{H}_{2n+1} - \underset{\text{CH}_3}{\overset{\text{CH}_3}{\text{N}}} - \text{CH}_3 \right]^+$	n = 18
Dobon	n = 22	3-Hydroxy-2-naphthoat
n-Alkyltrimethylammonium		
Habon-G	n = 16	
Obon-G	$\left[\text{C}_n\text{H}_{2n+1} - \underset{\text{CH}_3}{\overset{\text{CH}_3}{\text{N}}} - \text{CH}_3 \right]^+$ $(\text{C}_2\text{H}_4\text{O})_x\text{H}$	n = 18
Dobon-G	n = 22	Salicylat (zusätzlich)
n-Alkyldimethylpolyoxethylammonium		

Bild 3.2-1: Struktur der für den Fernwärmebereich geeigneten Tenside

Für die Untersuchungen zum Wärmeübergang und zum Druckverlust wird in dieser Arbeit das Tensid Habon-G (n=16) eingesetzt, das eine Polyoxethylkopfguppe aufweist (Bild 3.2-1). Es wird vom Hersteller in einer hochkonzentrierten Lösung mit ca. 50 Gewichtsprozent Wirkstoff geliefert. Herstellungsbedingt enthält diese Lösungen darüber hinaus Isopropanol (8-25% bezogen auf den Tensidgehalt), Glykole (6-20%), Spuren an Ethylenoxid (EO) und Spuren eines mit Ethylenoxid umgesetzten Laktatamins (EO-Fänger). Der Quarternisierungsgrad liegt bei ca. 50%. Der Anteil der gewünschten Kettenlänge hängt vom eingesetzten Rohstoff ab und liegt je nach Edukt-Amin-Charge zwischen 70 und 95%; bei Habon bzw. Habon-G in der Regel oberhalb von 90%.

3.3 Versuchspläne

Bei sämtlichen Versuchsreihen wurde die Einsatzkonzentration des Tensids Habon-G in drei Stufen variiert:

125, 250 und 500 wppm (weight parts per million).

Die Kontrolle der tatsächlichen Tensidkonzentration während der Messungen erfolgte durch Probennahme mit anschließender Konzentrationsbestimmung durch eine Zweiphasentitration nach DIN 2871 /D2/. Zusätzlich wurden Kalibrier-, Vergleichs- und Kontrollmessungen mit reinem Wasser (VE-Wasser) durchgeführt.

3.3.1 Turbulenzfördernde Maßnahmen

Die Untersuchungen zur Beeinflussung der Wärmeübertragungseigenschaften wässriger Tensidlösungen durch turbulenzfördernde Maßnahmen wurden in Doppelrohrwärmeübertragern durchgeführt. Die künstliche Turbulenzerhöhung erfolgte hierbei in der ersten Meßserie durch das Einbringen spiralförmiger Drähte in ein hydraulisch glattes Rohr und in der zweiten Meßserie durch den Einsatz profilierter Rohre. Im weiteren Verlauf der Arbeit werden diese Untersuchungen als Messungen mit Spiraleinbauten bzw. Drallrohren bezeichnet.

Spiraleinbauten

Die Messungen unter Verwendung von Spiraleinbauten werden in der Versuchsanlage 1 durchgeführt. Hierzu werden die in Bild 3.3-1 dargestellten Spiralen in das Innenrohr des Doppelrohrwärmeübertragers eingezogen und an den Enden festgeschweißt. Es kommen drei unterschiedliche Spiralen der Ganghöhen 8, 16 und 24 mm zum Einsatz. Der Drahtdurchmesser der untersuchten Spiralen beträgt 1 mm.

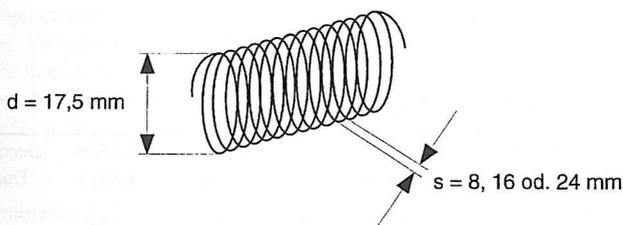


Bild 3.3-1: Spiraleinbauten

Der primärseitige Volumenstrom im Innenrohr wird zwischen $0,4$ und $2 \text{ m}^3/\text{h}$ in Schritten von $0,1 \text{ m}^3/\text{h}$ variiert. Demgegenüber wird der Volumenstrom der Sekundärseite so hoch wie möglich eingestellt, um die Grenzbedingung $T_w = \text{konst.}$ möglichst einzuhalten. Tabelle 3.3-1 gibt einen Überblick über die primär- und sekundärseitigen Eintrittstemperaturen der verschiedenen Versuchsreihen, bei denen zusätzlich zur Temperatur- und Volumenstrommessung stets der Reibungsdruckverlust im Rohr mitbestimmt wurde.

Tab. 3.3-1: Primär- und sekundärseitige Eintrittstemperaturen im Doppelrohrwärmeübertrager bei den Versuchen mit Spiraleinbauten

Versuchsreihe	1	2	3	4	5	6
Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	0,5 – 2,4					
Eintrittstemperatur primärseitig (Tensid) [°C]	30	60	55	70	55	82
Eintrittstemperatur sekundärseitig (Wasser) [°C]	60	90	77	94	84	90

Drallrohre

Die Messungen mit profilierten Rohren werden in der Meßstrecke 3 der Versuchsanlage 2 durchgeführt. Als profilierte Rohre werden unterschiedliche Rohre der Firma hde Metallwerke GmbH, Menden, mit schraubenartig umlaufenden Einprägungen eingesetzt (Bild 3.3-2). Für die Messungen stehen insgesamt vier unterschiedliche Rohre zur Verfügung, die sich durch die Winkel und Tiefen der spiralförmigen Einkerbungen sowie die Anzahl der Drallgänge unterscheiden. Rohre mit gegenläufigen Einkerbungen werden auch als Kreuzdrallrohre bezeichnet. Tabelle 3.3-2 gibt einen Überblick über die geometrischen Daten der eingesetzten Drallrohre.

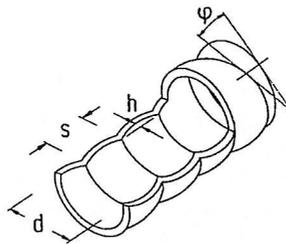


Bild 3.3-2: Geometrie der Drallrohre

Tab. 3.3-2: Geometrische Daten der Drallrohre

Rohrtyp	Anzahl der Drallgänge	Kerbwinkel φ	A_a ¹⁾	Drallhöhe h	Drallabstand s	charakteristischer Durchmesser ²⁾
		[°]	[m ²]	[mm]	[mm]	[mm]
Drallrohr	1	10	0,0864	0,7	7,1	10,80
Drallrohr	1	15	0,0885	0,7	7,1	10,95
Drallrohr	1	26	0,0990	0,7	7,1	11,35
Kreuzdrallrohr	2	26	0,1040	0,7	7,1	11,35
Glattrohr	0	0	0,0848	0,7	-	12,10

¹⁾ Angabe für ein 2 m langes Rohr

²⁾ Herstellerangaben

Bei den Untersuchungen zum Wärmeübergangsverhalten der Drallrohre wird der primärseitige Volumenstrom zwischen 350 und 750 l/h in Schritten von 50 l/h bei vorgegebener Eintrittstemperatur sowie Temperaturspreizung zwischen Ein- und Austritt variiert. Die sekundärseitige Eintrittstemperatur sowie der sekundärseitige Volumenstrom wird in Abhängigkeit von den gewählten Daten auf der Primärseite eingestellt. Tabelle 3.3-3 gibt einen Überblick über die primärseitigen Betriebsbedingungen der Versuchsreihen, bei denen neben Ein- und Austrittstemperaturen sowie Volumenströmen auf der Sekundär- und Primärseite stets der Reibungsdruckverlust im Rohr mitbestimmt wird.

Tab. 3.3-3: Primärseitige Ein- und Austrittstemperaturen im Doppelrohrwärmeübertrager bei den Versuchen mit Drallrohren

Versuchsreihe	1	2	3	4	5
Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	0,8 – 2				
Eintrittstemperatur primärseitig (Tensid) [°C]	45	50	55	60	65
Austrittstemperatur primärseitig (Tensid) [°C]	50	55	60	65	70

3.3.2 Thermisch induzierter Verlust der Tensidwirkung

Zur Untersuchung der Beeinflussung des Wärmeübergangs durch Überschreiten der thermischen Belastungsgrenzen des Habon-G wird der Volumenstrom in der Versuchsstrecke 1 der Versuchsanlage 2 zwischen 70 und 115 l/h (1,5 bzw. 2,5 m/s im Rohr DN4) in Schritten von ca. 10 l/h variiert. Tabelle 3.3-4 gibt einen Überblick über die realisierten mittleren, primärseitigen Ein- und Austrittstemperaturen, wobei zusätzlich zu den im Kapitel 3.3-1 behandelten Messungen mit turbulenzfördernden Maßnahmen der Verlauf der Wandtemperaturen über der Rohrlänge aufgezeichnet wurde. Die Versuchsserien sind so gewählt, daß bei drei der vier durchgeführten Versuchsserien die thermische Belastungsgrenze des Habon-G an unterschiedlichen Stellen im Rohr überschritten wird. Die Versuchsserie 4, bei der eine Temperaturerhöhung von 70 auf 90°C erfolgt, dient als Referenzmessung ohne einen Zusammenbruch der scherinduzierten Struktur durch Überschreiten der oberen thermischen Wirkungsgrenze.

Tab. 3.3-4: Primärseitige Ein- und Austrittstemperaturen bei Versuchen mit einer Überschreitung der thermischen Belastungsgrenze des Tensids

Versuchsreihe	1	2	3	4
Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	1,5 – 2,5			
Eintrittstemperatur primärseitig (Tensid) [°C]	70	80	90	70
Austrittstemperatur primärseitig (Tensid) [°C]	130	140	150	90

3.4 Versuchsauswertung

Das Ziel der in dieser Arbeit dargestellten Messungen ist eine Beurteilung, inwieweit der Wärmeübergang sowie der Druckverlust in Rohrströmungen bei Einsatz wässriger Tensidlösungen durch turbulenzfördernde Maßnahmen oder das Überschreiten der oberen thermischen Belastungsgrenze des untersuchten Tensids beeinflussbar sind. Aus diesem Grund werden in allen Versuchsreihen die integralen Widerstandsbeiwerte und die lokalen bzw. integralen Wärmeübergangskoeffizienten bei Tensideinsatz ermittelt und zu denen der Messungen mit reinem Wasser ohne Tensid ins Verhältnis gesetzt.

Die Berechnung der charakteristischen Kennzahlen Re und Pr sowie der Zielgrößen Nu und ξ erfolgt mit den Stoffwerten des reinen Lösungsmittels Wasser, wobei als Bezugstemperatur primär- und sekundärseitig das arithmetische Mittel aus Ein- und Austrittstemperatur verwendet wird.

$$\bar{T} = \frac{T_{\text{ein}} + T_{\text{aus}}}{2} \quad (3.1)$$

Während die Berechnung des Widerstandsbeiwerts ξ nach Gleichung 2.9 bei bekanntem Innendurchmesser des Rohrs direkt aus den gemessenen Größen Druckverlust und Strömungsgeschwindigkeit möglich ist, sind für die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten und die Bildung der Nusseltzahl mehrere Berechnungsschritte notwendig.

3.4.1 Integrale Wärmeübergangsmessungen

Die Vorgehensweise zur Ermittlung der integralen Wärmeübergangskoeffizienten aus experimentellen Werten (Temperatur, Volumenströme, etc.) soll anhand der folgenden Bilder 3.4-1 und 3.4-2 erläutert werden.

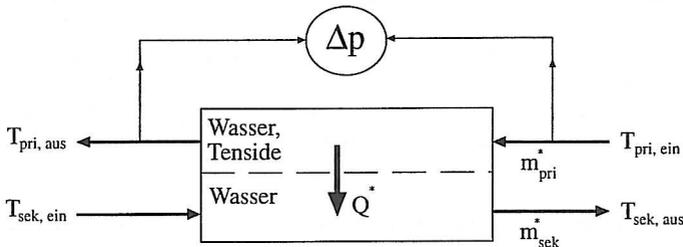


Bild 3.4-1: Zur Bestimmung der Wärmeübergangskenngrößen im stationär betriebenen Wärmeübertrager

Auf der Primärseite (Index „pri“) strömt eine wässrige Tensidlösung durch das Rohr, während sekundärseitig (Index „sek“) im Mantelraum Wasser strömt. Die Bestimmung des primärseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{pri} erfolgt bei bekanntem sekundärseitigen Wärmeübergangskoeffizient α_{sek} nach Weber /W3/ und Kleuker /K2/ indirekt aus dem experimentell bestimmten Wärmedurchgangskoeffizienten k des stationär betriebenen Wärmeübertragers (Bild 3.4-2). Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird hierzu nach Gleichung 2.64

mit dem mittleren Wärmestrom (Gleichung 3.2) und der logarithmischen Temperaturdifferenz (Gleichung 3.5) gebildet. Es gilt

$$Q_m^* = \frac{Q_{\text{pri}}^* + Q_{\text{sek}}^*}{2} \quad (3.2)$$

mit $Q_{\text{pri}}^* = V_{\text{pri}}^* \cdot \rho \cdot c_p (T_{\text{pri,aus}} - T_{\text{pri,ein}})$ (3.3)

und $Q_{\text{sek}}^* = V_{\text{sek}}^* \cdot \rho \cdot c_p (T_{\text{sek,ein}} - T_{\text{sek,aus}})$ (3.4)

sowie $\Delta T_m = \Delta T_{\text{In}} = \frac{(T_{\text{sek,ein}} - T_{\text{pri,ein}}) - (T_{\text{sek,aus}} - T_{\text{pri,aus}})}{\ln \left(\frac{(T_{\text{sek,ein}} - T_{\text{pri,ein}})}{(T_{\text{sek,aus}} - T_{\text{pri,aus}})} \right)}$ (3.5)

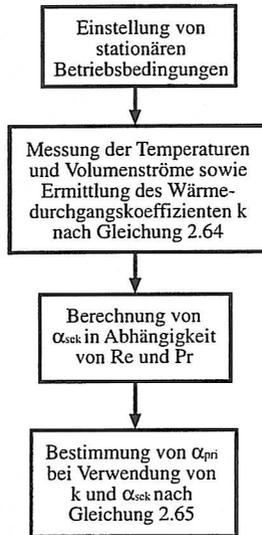


Bild 3.4-2: Schematische Darstellung der Vorgehensweise zur Bestimmung des primärseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{pri} bei Einsatz wässriger Tensidlösungen /W3, K2/

Voraussetzung für die Anwendung der indirekten Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten ist die Kenntnis einer hinreichend genauen Berechnungsformel für den Wärmeübergang auf der Sekundärseite. Da diese für keine der beiden untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen aus der Literatur bekannt ist, sind umfangreiche Vorversuche zur Ermittlung der sekundärseitigen Wärmeübergangskoeffizienten notwendig, wobei auf beiden Seiten des Wärmeübertragers reines Wasser als Versuchsflüssigkeit eingesetzt wird. Nachfolgend erfolgt

eine Beschreibung der für die beiden turbulenzfördernden Maßnahmen gewählten Auswertungsmethodiken der Wassermessungen.

Spiraleinbauten

Die Vorversuche mit Wasser im Doppelrohrwärmeübertrager der Versuchsanlage 1 werden ohne Spiraleinbauten im Innenrohr durchgeführt. In diesem Fall ist der primärseitige Wärmeübergangskoeffizient α_{pri} nach der Gleichung von Gnielinski (Gleichungen 2.32 und 2.33) bekannt und unter Berücksichtigung der geänderten Temperaturgradienten zwischen Fluid und Wand (Gleichung 2.36) rechnerisch zu ermitteln. Analog zu Bild 3.4-2 kann bei bekanntem primärseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmedurchgangskoeffizienten k der sekundärseitige Wärmeübergangskoeffizient α_{sek} sowie Nu_{sek} berechnet werden.

Unter der Voraussetzung einer hinreichend großen Anzahl an Versuchen läßt sich auf diese Weise eine Wärmeübergangscharakteristik für die Sekundärseite in Abhängigkeit von der Reynolds- und der Prandtlzahl bestimmen. Als Beschreibungsansatz wird der Potenzansatz nach Gleichung 2.34 gewählt, der bei Berücksichtigung der Temperaturgradienten zwischen Fluid und Wand die in Gleichung 3.6 dargestellte Form hat.

$$Nu_{\text{sek}} = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11} \quad (3.6)$$

Die Bestimmung der unbekannt Parameter C , m und n ist bei bekanntem Korrekturfaktor $(Pr/Pr_w)^{0,11}$, durch die Korrelation aller Meßdaten möglich. Da jedoch die Wandtemperaturen auf der Primär- und der Sekundärseite experimentell nicht erfaßt werden, sind sie nur iterativ mit Hilfe der Gleichungen 3.7 bis 3.9 zu ermitteln. Für den Fall, daß die Primärseite beheizt wird gilt:

$$\alpha_{\text{pri}} = \frac{Q_m^*}{A_i \cdot (\bar{T}_{w,\text{pri}} - \bar{T}_{f,\text{pri}})} \quad (3.7)$$

und

$$\alpha_{\text{sek}} = \frac{Q_m^*}{A_a \cdot (\bar{T}_{f,\text{sek}} - \bar{T}_{w,\text{sek}})}, \quad (3.8)$$

wobei für die Differenz zwischen Wand und Fluidtemperatur sowohl auf der Sekundär- als auch auf der Primärseite nach Gleichung 3.9 näherungsweise gilt

$$\bar{T}_f - \bar{T}_w = \frac{1}{L_R} \int_{x=0}^{x=L_R} (T_f - T_w) dx \approx \frac{T_{f,\text{ein}} + T_{f,\text{aus}}}{2} - \frac{T_{w,\text{ein}} + T_{w,\text{aus}}}{2}. \quad (3.9)$$

Ausgehend von der Startbedingung $Pr/Pr_w = 1$, d.h. $T_{w,\text{pri}} = T_{f,\text{pri}}$ erfolgt die Berechnung von Nu_{pri} bzw. α_{pri} mit Hilfe der Gleichungen 2.32 in Kombination mit Gleichung 2.36. Der primärseitige Wärmeübergangskoeffizient wird gemäß Gleichung 3.7 in Kombination mit Gleichung 3.9 zur Bestimmung der über der Wärmeübertragerlänge gemittelten Wandtemperaturen $\bar{T}_{w,\text{pri}}$ genutzt. Auf diese Weise kann die Prandtlzahl an den Wand, Pr_w , bestimmt und in den Korrekturfaktor $(Pr/Pr_w)^{0,11}$ eingesetzt werden. Hierdurch ändert sich der berechnete Wert der Nusseltzahl und des primärseitigen Wärmeübergangskoeffizienten. Das mehr-

malige Durchlaufen dieses Berechnungsgangs liefert die gesuchte Wandtemperatur. Die Iteration wird abgebrochen, sobald sich der Wert des Wärmeübergangskoeffizienten nur noch um weniger als 0,1% ändert. In der Regel sind hierfür, ebenso wie bei der Bestimmung der sekundärseitigen Wandtemperatur, die analog zum oben beschriebenen Berechnungsgang bestimmt wird, nicht mehr als fünf Iterationsschritte notwendig.

Drallrohre

Bei den Messungen mit Drallrohren ist die Bestimmung der sekundärseitigen Wärmeübergangscharakteristik mit Hilfe einer aus der Literatur bekannten Beschreibungsformel für den primärseitigen Wärmeübergang nicht möglich. Bislang existieren keine hinreichend abgesicherten Berechnungsgleichungen zur Berechnung der Nu-Zahl in Drallrohren in Abhängigkeit der Reynolds- und Prandtlzahl. Auch ist die Bestimmung des sekundärseitigen Wärmeübergangskoeffizienten durch den Einsatz eines hydraulisch glatten Rohrs nicht möglich. Mit dem Einbau eines Drallrohrs ändern sich nicht nur die Verhältnisse auf der Primärseite sondern gleichzeitig auch der freie Strömungsquerschnitt und die Strömung selbst auf der Sekundärseite, da die Profilierung der Rohre auch die äußere Rohrform bestimmt (Bild 3.3-2). Die sekundärseitigen Wärmeübergangscharakteristiken der verwendeten Doppelrohrwärmeübertrager sind somit in jedem Fall eine Funktion des verwendeten Innenrohrtyps.

Die weiter oben bei den Messungen mit Spiraleinbauten beschriebene Vorgehensweise bei der Auswertung der Vorversuche mit Wasser ist somit nicht anwendbar. Daher wurde für den Drallrohreinsatz die nachfolgend beschriebene Auswertungsmethode entwickelt, die einzig auf der experimentellen Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten k_a nach Gleichung 2.63 basiert. Gleichzeitig gilt gemäß VDI-Wärmeatlas /V1/

$$\frac{1}{k_a} = \frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{pri}} + \frac{s}{\lambda_{Stahl}} \frac{A_a}{A_m} + \frac{1}{\alpha_{sek}} \quad (3.10)$$

mit der mittleren Wärmeübertragungsfläche

$$A_m = \frac{A_a - A_i}{\ln \left(\frac{A_a}{A_i} \right)} \quad (3.11)$$

Unter der Voraussetzung, daß die Wärmeübergangscharakteristiken auf der Primär- und Sekundärseite durch Gleichung 3.6 beschreibbar und bekannt sind, können die Wärmeübergangskoeffizienten in Gleichung 3.10 in Abhängigkeit von den dimensionslosen Kennzahlen Re und Pr beschrieben werden.

Hierbei ist zu beachten, daß der für die Bildung der Kennzahlen Nu und Re benötigte charakteristische Durchmesser d_{chara} auf der Sekundärseite nicht bekannt ist. Die Abbildung der sekundärseitigen Wärmeübergangscharakteristik erfolgt daher mit Hilfe des Ansatzes

$$Nu_{mod,sek} = C_{mod,sek} \cdot Re_{mod,sek}^{m_{sek}} \cdot Pr_{sek}^{n_{sek}} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w}_{sek} \right)^{0,11} \quad (3.12)$$

wobei die modifizierten Größen

$$\text{Nu}_{\text{mod,sek}} = \frac{\alpha_{\text{sek}}}{\lambda_{\text{sek}}} \left[\frac{1}{m} \right] \quad \text{und} \quad \text{Re}_{\text{mod,sek}} = \frac{V_{\text{sek}}^*}{V_{\text{sek}}} \left[\frac{1}{m} \right].$$

verwendet werden. Zwischen den modifizierten und den Originalgrößen besteht eine direkte Proportionalität. Hieraus folgt, daß die Exponenten m und n der Gleichungen 3.12 und 3.6 identisch sind. Unterschiede existieren nur in den Konstanten C der Nusselt'schen Potenzbeziehungen, die aber ebenfalls direkt proportional sind (Gleichung 3.13).

$$C_{\text{mod,sek}} = C_{\text{sek}} \cdot \left(\frac{A_q}{d_{\text{chara}}} \right)^{m_{\text{sek}}} \cdot \frac{1}{d_{\text{chara}}} \quad (3.13)$$

Eine Verwendung der modifizierten Größen zur Abbildung der Wärmeübergangsverhältnisse auf der Sekundärseite ist daher zulässig, so daß Gleichung 3.10 die Form

$$\frac{1}{k_a} = \frac{A_a}{A_i} \frac{d_i}{\lambda_{n,\text{pri}} \cdot C_{\text{pri}} \cdot \text{Re}_{\text{pri}}^{m_{\text{pri}}} \cdot \text{Pr}_{\text{pri}}^{n_{\text{pri}}} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_W} \right)_{\text{pri}}^{0,11}} + \frac{s}{\lambda_{\text{Stahl}}} \frac{A_a}{A_m} + \frac{1}{\lambda_{f,\text{sek}} \cdot C_{\text{sek,mod}} \cdot \text{Re}_{\text{mod,sek}}^{m_{\text{sek}}} \cdot \text{Pr}_{\text{sek}}^{n_{\text{sek}}} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_W} \right)_{\text{sek}}^{0,11}} \quad (3.14)$$

erhält. Das Zusammenfassen konstanter Größen liefert als Ergebnis

$$y = F_{\text{pri}} \cdot \frac{1}{C_{\text{pri}}} \cdot \frac{1}{x_1^{m_{\text{pri}}}} + F_{\text{sek}} \cdot \frac{1}{C_{\text{sek,mod}}} \cdot \frac{1}{x_2^{m_{\text{sek}}}} \quad (3.15)$$

mit
$$y = \frac{1}{k_a} - \frac{s}{\lambda_{\text{Stahl}}} \frac{A_a}{A_m},$$

$$F_{\text{pri}} = \frac{1}{\lambda_{n,\text{pri}} \cdot \text{Pr}_{\text{pri}}^{n_{\text{pri}}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_W} \right)_{\text{pri}}^{0,11}} \quad \text{und}$$

$$F_{\text{sek}} = \frac{1}{\lambda_{n,\text{sek}} \cdot \text{Pr}_{\text{sek}}^{n_{\text{sek}}} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_W} \right)_{\text{sek}}^{0,11}}$$

wobei $x_1 = \text{Re}_{\text{pri}}$ und $x_2 = \text{Re}_{\text{mod,sek}}$ ist.

Unter der Voraussetzung bekannter Korrekturfaktoren (Pr/Pr_W) kann das in Gleichung 3.15 dargestellte einfache Problem der multiplen Regression statistisch gelöst werden. Wird weiter vorausgesetzt, daß die Wärmeübergangscharakteristiken - oder anders ausgedrückt, die Exponenten der Nusselt'schen Potenzbeziehung - in erster Näherung eine Funktion der Strukturierung der Wärmeübertragungsfläche sind, können die Exponenten m_{pri} und m_{sek} sowie n_{pri} und n_{sek} gleichgesetzt werden⁷. Das Regressionsproblem reduziert sich in diesem Fall auf die

⁷ Diese Annahme konnte durch die Ergebnisse der Auswertung einer differenzierten Betrachtung, bei denen die Exponenten auf der Sekundär- und Primärseite nicht gleichgesetzt wurden, für den vorliegenden Fall bestätigt werden.

statische Bestimmung der Koeffizienten C_{pri} und C_{sek} sowie der Exponenten m und n , mit deren Hilfe die Wärmeübergangscharakteristiken der Drallrohre gemäß Gleichung 3.6 beschreibbar sind.

Die Ermittlung der Regressionskoeffizienten erfolgt nach der Gauß'schen Methode der kleinsten Fehlerquadrate, bei der die mit der geschätzten Regressionsfunktion \hat{y} berechnete Residual- oder Fehler-Quadratsumme

$$\text{SSE} = \sum_{j=1}^z (y_j - \hat{y}_j)^2 \quad (3.16)$$

z = Anzahl der Meßpunkte

minimal bezüglich der Regressionskoeffizienten wird. Als Maß für die Güte der Anpassung wird das multiple Bestimmtheitsmaß gemäß der Gleichung

$$B = \frac{s_y^2}{s_y^2} = 1 - \frac{\sum_{j=1}^n (y_j - \hat{y}_j)^2}{\sum_{j=1}^n (y_j - \bar{y}_j)^2} \quad (3.17)$$

herangezogen. Es ermöglicht eine Aussage darüber, welcher Teil der Varianz des Merkmals y durch die Regressoren x_1, \dots, x_n erklärt wird $/H2/$.

Die Bestimmung der Wärmeübergangscharakteristiken erfolgt wie bereits bei den Messungen mit Spiraleinbauten beschrieben, ausgehend von der Startbedingung $Pr=Pr_w$ in mehreren Schritten. Die Überprüfung der gewählten Auswertungsmethode erfolgt anhand der Auswertung von Wassermessungen, bei denen das Drallrohr durch ein Glattrohr ersetzt ist. Der anschließende Vergleich der experimentell ermittelten Wärmeübergangscharakteristik mit Literaturdaten des hydraulisch glatten Rohrs liefert zufriedenstellende Werte, so daß eine Übertragung der Methode zur Bestimmung der unbekanntenen Wärmeübergangscharakteristiken der Drallrohre möglich ist.

3.4.2 Lokale Wärmeübergangsmessungen

Grundlage der lokalen Wärmeübergangsmessungen ist die experimentelle Bestimmung der Meßgrößen mittlere Ein- und Austrittstemperatur sowie Volumenstrom des Versuchsmediums. Weiterhin muß die an die Flüssigkeit übertragene Wärmemenge und der Verlauf der Wandtemperaturen über der Rohrlänge bekannt sein. Während sich die Wärmemenge durch die makroskopische Bilanzierung der gesamten Meßstrecke ergibt, ist der Wandtemperaturverlauf durch eine geeignete Meßdatenregression der in der Rohrwand durchgeführten Temperaturmessungen zu bestimmen. Im stationären Betriebszustand gilt für die an das Versuchsmedium übertragene Wärmemenge Q_n^*

$$Q_n^* = m^* \cdot \bar{c}_p \cdot (\bar{T}_{\text{aus}} - \bar{T}_{\text{ein}}) \quad (3.18)$$

Für die Beheizung der Meßstrecke werden elektrisch betriebene Heizleiter verwendet, die durch Freisetzung von Joulescher Wärme eine konstante Heizleistung pro Längeneinheit abge-

ben. Der an die Umgebung abgegebene Verlustwärmestrom wird unter Verwendung der Gleichung

$$\alpha_n = 1,6 \cdot \sqrt[4]{T_w - T_u} \quad (3.19)$$

mit T_w äußere Oberflächentemperatur der Isolierung und
 T_u Umgebungstemperatur $\sqrt[4]{V/I}$,

abgeschätzt. Demzufolge schwankt der an die Umgebung übertragene Wärmestrom bezogen auf den an das Fluid übertragenen Wärmestrom zwischen 2 und 4,5%. In erster Näherung wird daher der Verlustwärmestrom als konstant angenommen, so daß der an das Versuchsmedium abgegebene lokale Wärmestrom q_n ebenfalls keine Funktion der Rohrlänge ist. Unter der Voraussetzung einer im betrachteten Temperaturbereich konstanten spezifischen Wärmekapazität des Versuchsmediums gilt somit für den Wärmefluß an der Rohrinneite:

$$q_n = \frac{Q_n^*}{A_i} \quad (3.20)$$

Da die Messung der Wandtemperaturen an der Stelle x der Versuchsstrecke $T_{w,meß}(x)$ in einer eingefrästen Nut erfolgt und die gemessenen Werte somit über den realen Wandinnentemperaturen $T_w(x)$ liegen, ist eine Umrechnung der experimentell ermittelten Wandtemperaturen nach Gleichung 3.21 notwendig. Es gilt:

$$T_w(x) = T_{w,meß}(x) - \frac{q_n}{k'} \quad (3.21)$$

$$\text{mit } \frac{1}{k'} = \frac{d_i}{2 \cdot \lambda_{\text{Stahl}}(\bar{T}_w)} \ln \left(\frac{d_{meß}}{d_i} \right) + R_{\text{Schweiß}},$$

wobei die Wärmeleitfähigkeit des Stahls in Abhängigkeit von der mittleren Wandtemperatur eingesetzt wird und der Faktor $R_{\text{Schweiß}}$ die Änderung der Stoffdaten des Stahls durch die schweißbedingten Gefügeänderungen berücksichtigt.

Hierauf basierend kann der lokale Wärmeübergangskoeffizient α an der Stelle x berechnet werden. Hierfür gilt:

$$\alpha(x) = \frac{q_n}{(T_w(x) - \bar{T}_n(x))} \quad (3.22)$$

mit $T_w(x)$: lokale Temperatur an der Rohrinne wand und

$\bar{T}_n(x)$: lokale, mittlere Fluidtemperatur, die bei einer konstanten spezifischen Wärmekapazität des Versuchsmediums und einem konstanten Wärmeeintrag in das Medium linear von der mittleren Eintrittstemperatur \bar{T}_e auf die mittlere Austrittstemperatur \bar{T}_a ansteigt.

Die Bestimmung des integralen Wärmeübergangskoeffizienten mit anschließender Ermittlung der Nusseltzahl ist gemäß Gleichung 3.23 durch eine Einteilung der Meßstrecke in N Bilanzvolumina konstanter Länge ΔL möglich. Der lokale Wärmeübergangskoeffizient wird hierbei als konstant in dem differentiellen Volumenelement betrachtet. Unter diesen Voraussetzungen gilt:

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{L} \int_{x=0}^{x=L} \alpha(x) dx \approx \frac{1}{L} \sum_{j=1}^N (\alpha_j \cdot \Delta L), \quad (3.23)$$

so daß der integrale Wärmeübergangskoeffizient bei bekannten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten durch eine einfache Summation ermittelt werden kann.

4 Turbulenzfördernde Maßnahmen

4.1 Einsatz von Spiraleinbauten

4.1.1 Ergebnisse der Messungen mit Wasser

Druckverlustmessungen

Wie bei allen künstlichen Rauigkeiten kommt es beim Einsatz von Spiraleinbauten zu einer Erhöhung des Druckverlustes im Vergleich zu hydraulisch glatten Röhren gleichen Durchmessers. Vorangegangene Untersuchungen /K10/ zeigen, daß insbesondere bei Verwendung von Spiraleinbauten deutliche Steigerungen der Wärmeübergangskoeffizienten durch die Ausbildung spiralförmig rotierender Sekundärströmungen erreicht werden.

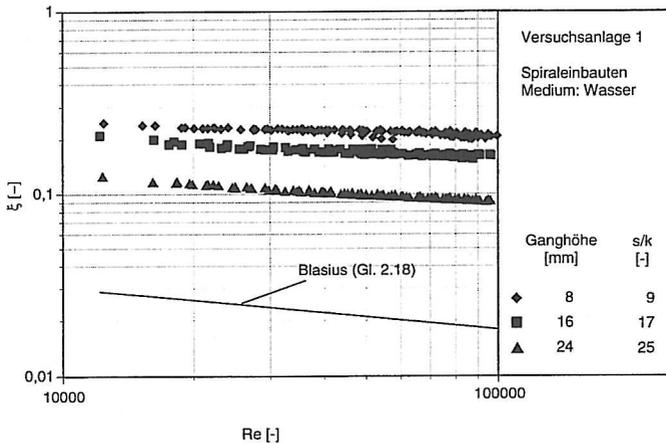


Bild 4.1-1: Widerstandscharakteristiken der Wassermessungen bei Einsatz von Spiraleinbauten

Bild 4.1-1 zeigt die mit reinem Wasser als Versuchsmedium selbst experimentell ermittelten Widerstandsbeiwerte bei Einsatz von Spiraleinbauten der Ganghöhen 8, 16 und 24 mm. Die höchsten Druckverluste werden bei Verwendung der Spirale mit der Ganghöhe 8 mm gemessen. Mit zunehmender Ganghöhe verringert sich der Widerstandsbeiwert. Die über dem Meßbereich gemittelten Verhältnisse der Reibungsdruckverluste mit Spiraleinbauten bezogen auf den Widerstandsbeiwert des glatten Rohres nach Prandtl (Gl. 2.15) sowie die mittleren äquivalenten Sandrauhigkeiten k_s sind in Tab. 4.1-1 aufgelistet. Bei Einsatz der mittleren äquivalenten Sandrauhigkeit in die Gleichung von Colebrook and White (Gl. 2.19) können die Widerstandsbeiwerte der Messungen mit Spiraleinbauten bis auf wenige Ausnahmen mit einer Genauigkeit von $\pm 15\%$ abgebildet werden.

Dvorak /D4/ gibt zur Berechnung von k_s/k für s/k-Verhältnisse größer als 4,8 (Bereich der k-Rauhigkeit) die Beziehung an:

$$\frac{k_s}{k} = 35,86 \left(\frac{s}{k} \right)^{-1,14} \quad (4.1)$$

Da die s/k -Werte der in dieser Arbeit untersuchten s/k -Werte größer als 4,8 sind, kann Gleichung 4.1 zur Vorausberechnung der zu erwartenden k_s/k -Werte verwendet werden. Die auf diese Weise berechneten theoretischen Werte sind in Tab. 4.1-1 den experimentell ermittelten gegenübergestellt. Es wird deutlich, daß die durch die Spiraleinbauten hervorgerufenen Turbulenzen durchschnittlich um den Faktor 2 höher liegen als die durch künstliche Rauigkeiten des k -Typs (Werte nach Dvorak) erzeugten. Beim Einsatz von Spiraldrähten treten daher augenscheinlich im Vergleich zu k -Rauigkeiten zusätzliche Turbulenzbewegungen auf.

Tab. 4.1-1: Charakteristische Daten der Widerstandsmessungen mit Spiraleinbauten;

¹⁾: Werte nach Dvorak

Ganghöhe [mm]	s/k [-]	$\xi_{\text{rauh}}/\xi_{\text{glatt}}$ [-]	$(k_s/k)_{\text{meß}}$ [-]	$k_s/k^{(1)}$ [-]
8	9	10,47	5,464	2,929
16	17	8,18	3,953	1,419
24	25	5,82	1,689	0,914

Die Ursache für die erhöhten k_s -Werte könnten zusätzliche Rotationswirbel an der Kontaktstelle zur Rohrwand und auf der der Rohrmitte zugewandten Drahtseite sein, da dort bei Drahtelemente verglichen mit rechteckigen künstlichen Rauigkeiten eine zusätzliche Aussparung auftritt. Weiterhin sind Verwirbelungen längsseits der Drähte denkbar. Da die künstliche Rauigkeit der Spiraleinbauten nicht in einem 90° Winkel zur Hauptströmungsrichtung liegt, weiten sich die Verwirbelungen vor und hinter einem Rauigkeitselement längs der Drähte aus. Die in erster Näherung zweidimensionale Strömung erhält einen starke dreidimensionale Komponente. Auf diese Weise wird das Strömungsprofil bereits in einem Bereich beeinflusst, der bei rechtwinklig zur Strömungsrichtung angeordneten Rauigkeitselementen noch ungestört ist.

Wärmeübergangsmessungen

Bild 4.1-2 zeigt die experimentell ermittelten Wärmeübergangscharakteristiken der Messungen mit Spiraleinbauten bei Verwendung von Wasser. Die primär- und sekundärseitigen Eintrittstemperaturen liegen bei 55 bzw. 77°C . Es ist deutlich zu erkennen, daß eine Veränderung der Ganghöhe von 24 auf 16 mm eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten um etwa 10% bewirkt. Demgegenüber bleibt die Nusseltzahl bei einer weiteren Verringerung der Ganghöhe nahezu konstant.

Unter der Voraussetzung, daß der Wärmeübergang in erster Linie eine Funktion der radialen Schwankungsintensitäten ist $/W3/$, sind die radialen turbulenten Schwankungsintensitäten bei den Messungen mit Spiralen der Ganghöhe 8 und 16 mm nahezu identisch. Da aber der

Reibungsdruckverlust der Messungen bei einer Ganghöhe von 8 mm deutlich über denen der Messungen mit einer Ganghöhe von 16 mm liegt (Bild 4.1-1), ist dieser erhöhte Druckverlust auf andere Mechanismen zurückzuführen, wie z.B. erhöhte axiale turbulente Schwankungsintensitäten und/oder einen vergrößerten Anteil des Druckverlustes infolge des Formwiderstandes der Spiraleinbauten mit der Ganghöhe von 8 mm.

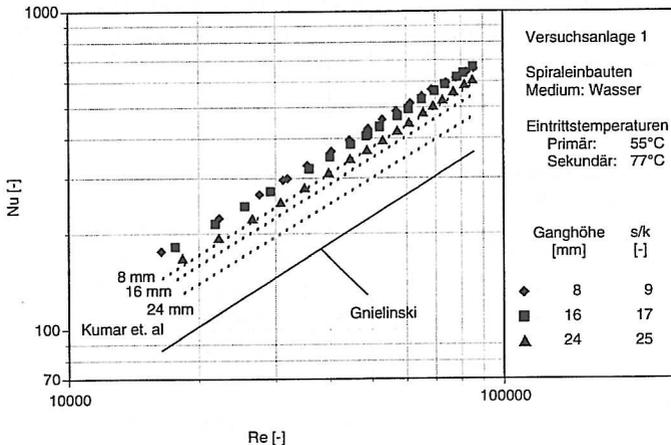


Bild 4.1-2: Wärmeübergangscharakteristiken der Wassermessungen bei Einsatz von Spiraleinbauten

Bei den Messungen mit Spiraleinbauten der Ganghöhe 24 mm mit vergleichsweise weit auseinander liegenden Rauigkeitselemente ist die über der Rohrlänge gemittelte radiale Schwankungsintensität geringer als bei den anderen beiden Meßreihen. Die ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten liegen daher niedriger. Dies ist vermutlich darauf zurückzuführen, daß das durch ein einzelnes Rauigkeitselement erzeugte Rezirkulationsgebiet im Gegensatz zu den Messungen mit Spiraleinbauten der Ganghöhen von 8 und 16 mm nicht den gesamten Zwischenraum zwischen aufeinanderfolgenden Rauigkeitselementen einnimmt.

Gemäß den Ergebnisse der Messungen von Okamoto und Nakaso /O4/ treten die maximalen Turbulenzbewegungen bei einem Verhältnis zwischen Abstand und Rauigkeit s/k von 9 auf (Kap. 2). Im Gegensatz zu den hier durchgeführten Messungen basieren die Ergebnisse Okamoto und Nakaso auf Messungen an rechteckigen Rauigkeitselementen, wobei eine Beeinflussung der Turbulenzbewegungen durch die Wände des Strömungskanals sicher ausgeschlossen ist. Weiterhin wird die Intensität der turbulenten Strömung nur mittels der auf die Hauptströmungsrichtung bezogenen Werte beurteilt; andere Koordinatenrichtungen werden nicht berücksichtigt.

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Versuchsanordnung unterscheidet sich sowohl in der gegenseitigen Beeinflussung der induzierten Turbulenzbewegungen durch die gegenüberliegenden Rohrabmessungen als auch in der Form der Rauigkeitselemente von der von Okamoto und Nakaso. Eine größenordnungsmäßige Übertragung der Ergebnisse ist daher nicht möglich. Trotz der diskutierten Unterschiede ist auch bei den hier durchgeführten Unter-

suchungen ein signifikanter Einfluß des Verhältnisses s/k auf die induzierte Turbulenzbewegung erkennbar. So ist anhand der Druckverlustmessungen eine Zunahme der Turbulenzbewegungen mit sinkendem s/k -Verhältnis deutlich zu erkennen. Die Wärmeübergangsmessungen zeigen weiterhin, daß innerhalb des untersuchten Meßbereichs maximale radiale Turbulenzbewegungen für s/k -Verhältnisse zwischen 9 und 17 induziert werden.

Die in Bild 4.1-2 eingezeichneten Nusseltzahlen nach Kumar und Judd $/K10/$ (Gleichung 2.41) ermöglichen den Vergleich der in der vorliegenden Arbeit präsentierten Meßergebnisse mit denen vorangegangener Untersuchungen. Es ist deutlich zu erkennen, daß Gleichung 2.41 zur Abbildung der eigenen Meßdaten nicht geeignet ist. Die vorausgerechneten Nusseltzahlen liegen zu niedrig, wobei die Abweichungen mit zunehmender Ganghöhe größer werden. Zur Vorhersage der Meßergebnisse und zur anschließenden quantitativen Diskussion der Messungen mit wässriger Tensidlösung wird daher nachfolgend eine Korrelationsgleichung entwickelt.

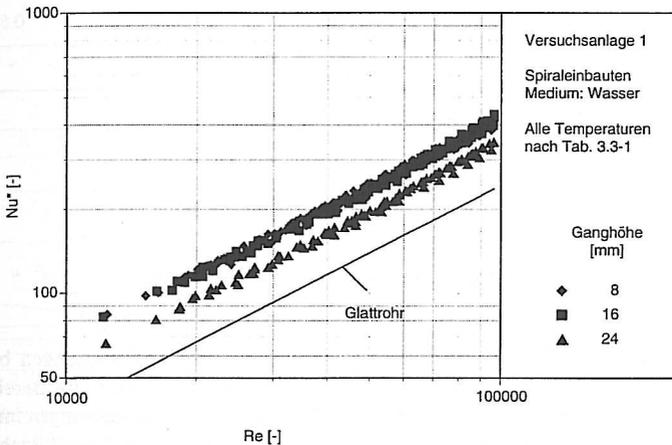


Bild 4.1-3: Wärmeübergangscharakteristiken aller untersuchten Spiraleinbauten

Für einen Vergleich der Untersuchungen mit unterschiedlichen mittleren Fluidtemperaturen wird in Anlehnung an Kleuker $/K2/$ die modifizierte Nusseltzahl Nu^*

$$Nu^* = \frac{Nu}{Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11}} = C \cdot Re^m \quad (4.2)$$

eingeführt. Bild 4.1-3 zeigt die so veränderten Wärmeübergangscharakteristiken der betrachteten Spiraleinbauten. Es ist zu erkennen, daß bei Verwendung der modifizierten Nusseltzahl eine temperaturunabhängige Darstellung der Meßergebnisse und somit auch der Vergleich von Meßreihen mit unterschiedlichen mittleren Fluidtemperaturen im Rahmen der Meßgenauigkeiten möglich ist. Die niedrigsten Nusseltzahlen werden bei Verwendung der 24 mm

Spirale gemessen. Die Charakteristiken der 16 und 8 mm Spirale fallen praktisch zusammen, wobei im Bereich niedriger Reynoldszahlen bei Verwendung der 8 mm Spirale etwas höhere Meßdaten ermittelt werden als bei der 16 mm Spirale und die beiden Geraden erst ab einer Reynoldszahl von ca. 70 000 zusammenfallen. Eine Datenregression liefert die in Tabelle 4.1-2 aufgeführten Koeffizienten der Gleichung 4.2, die im folgenden zur Abschätzung des Tenseinflusses auf die Wärmeübergangscharakteristiken herangezogen wird.

Tab. 4.1-2: Koeffizienten der Wärmeübergangsgleichung (Gleichung 4.2) aller untersuchten Spiraleinbauten mit Wasser

Ganghöhe	8 mm	16 mm	24 mm	Glattrohr
C	0,0540	0,0301	0,0253	0,0214
n	0,5323	0,5517	0,6006	0,4
m	0,7780	0,8295	0,8284	0,8
B ^{b)}	0,9923	0,9914	0,9945	-

i) multiples Bestimmtheitsmaß

4.1.2 Ergebnisse der Messungen mit wässrigen Tensidlösungen

Druckverlustmessungen

Bild 4.1-4 zeigt die Widerstandscharakteristiken wässriger Tensidlösungen bei Einsatz spiralförmiger Einbauten für eine Tensidkonzentration von 250 wppm. Im Bereich kleiner Reynoldszahlen ist der Widerstandsbeiwert der Messungen mit Tensidlösungen im Vergleich zur Wasserströmung für alle Spiraleinbauten erhöht. Mit steigender Reynoldszahl sinkt der Widerstandsbeiwert der Tensidlösung kontinuierlich bis schließlich geringere Druckverluste als mit Wasser gemessen werden. Der Aufbau der scherinduzierten Struktur findet trotz der eingesetzten turbulenzfördernden Maßnahmen statt, wobei die erhöhten Druckverlustbeiwerte bei niedrigen Reynoldszahlen auf den Anstieg des Umlenkdruckverlustes in den Rezirkulationswirbeln zwischen den Rauigkeitselementen bei Einsatz widerstandsvermindernder Tenseide zurückzuführen sind /F1/.

Bei Überschreiten der mechanischen Belastungsgrenze (Bild 2.2-4) bricht analog zu den Ergebnissen in glatten oder technisch rauhen Rohren die scherinduzierte Struktur zusammen und die hydrodynamischen Eigenschaften der Flüssigkeit entsprechen denen von Wasser. Mit steigender Ganghöhe verschiebt sich der kritische Punkt * zu höheren Reynoldszahlen. Während bei der Spirale der Ganghöhe 8 mm in Versuchsreihe 1 ($T_{\text{pri,ein}} = 30^\circ\text{C}$, $T_{\text{sek,ein}} = 60^\circ\text{C}$) die kritische Reynoldszahl im Bereich von 20 000 liegt, steigt sie bei einer Ganghöhe von 16 mm auf ca. 30 000 an und erreicht schließlich bei einer Ganghöhe von 24 mm einen Wert von näherungsweise 40 000. Es existiert ein eindeutiger Zusammenhang zwischen der Erhöhung der äquivalenten Sandrauigkeit, d.h. der Zunahme der Turbulenzintensitäten und der kritischen Reynoldszahl. Je größer die Turbulenzintensität ist desto niedriger ist der Wert

der kritischen Reynoldszahl. Zusätzlich zeigt sich in Bild 4.1-4 eine Temperaturabhängigkeit der kritischen Reynoldszahl. So werden in der Nähe des Maximums der kritischen Wand-schubspannung von Habon-G, d.h. bei Temperaturen von etwa 60°C, bei allen Spiralen die höchsten kritischen Reynoldszahlen ermittelt.

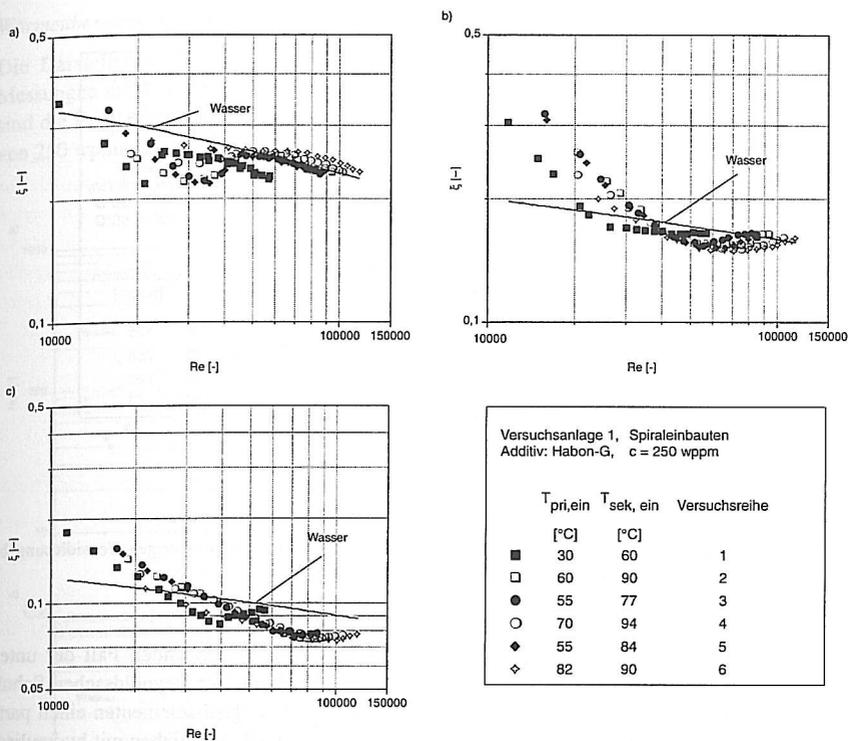


Bild 4.1-4: Widerstandscharakteristiken einer wässrigen Tensidlösung (250 wppm) in Röhren mit spiralförmigen Einbauten

- a) 8 mm Ganghöhe
- b) 16 mm Ganghöhe
- c) 24 mm Ganghöhe

Der Konzentrationseinfluß auf den Verlauf der Widerstandscharakteristik einer wässrigen Tensidlösung wird am Beispiel der Meßreihe mit der Spirale der Ganghöhe von 24 mm in Bild 4.1-5 gezeigt. Während bei der niedrigsten Konzentration von 125 wppm noch ein deutlicher Wirkungszusammenbruch zu erkennen ist, wird die scherinduzierte Struktur bei einer Tensidkonzentration von 250 wppm nur noch ansatzweise und bei 500 wppm gar nicht mehr zerstört. Bei Einsatz spiralförmiger turbulenzfördernder Einbauten können somit dieselben Gesetzmäßigkeiten bzgl. der Aufhebung der scherinduzierten Struktur beobachtet werden, wie in Glattrohren.

Bei Überschreiten einer bestimmten Reynoldszahl (kritischer Punkt) können die radialen Turbulenzen nicht mehr durch die übergeordnete Struktur der Tensidmizellen unterdrückt werden. Die Orientierung der Stäbchenmizellen in Strömungsrichtung wird aufgehoben und es werden wieder Wasserwerte gemessen. Die Lage des kritischen Punktes ist - ebenso wie in Glattrohren - eine Funktion der Temperatur und der Tensidkonzentration.

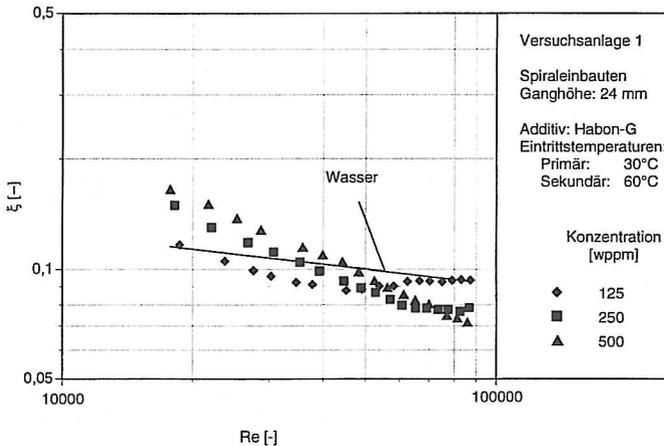


Bild 4.1-5: Konzentrationseinfluß auf die Widerstandscharakteristik einer wässrigen Tensidlösung bei Spiralbauteneinsatz (Ganghöhe: 24 mm)

Beim Einsatz künstlicher Rauigkeitselemente, wie z.B. im vorliegenden Fall der untersuchten spiralförmigen Einbauten, bewirken die erhöhten Werte der Reynoldsschen Schubspannung durch Wirbelbildung zwischen den künstlichen Rauigkeitselementen einen partiellen „vorzeitigen“ Zusammenbruch der scherinduzierten Struktur verglichen mit hydraulisch glatten Röhren. Lyko /L2/ zeigt, daß die Koexistenz zwischen scherinduzierter Phase und bereits turbulenten Strömungsgebieten möglich ist. Während im vorliegenden Fall die scherinduzierte Phase in den Flüssigkeitsgebieten in Wandnähe bzw. in der Nähe der Rauigkeitselemente bereits aufgehoben wird, bleibt sie in den wandfernen Bereichen offensichtlich erhalten.

Mit steigender Reynoldszahl dehnt sich ausgehend von der kritischen Reynoldszahl, bei der es lokal begrenzt zur Überschreitung der mechanischen Belastungsgrenze kommt, der Bereich in dem die scherinduzierte Struktur aufgehoben ist mehr und mehr aus, bis schließlich der gesamte Rohrquerschnitt turbulent ist und die Lösung das Verhalten von reinem Wasser zeigt. Da die Druckverlustbeiwerte von den Druckverlusten beider Bereiche abhängen, kommt es parallel mit der Ausdehnung des turbulenten Bereichs und der abnehmenden Gewichtung der niedrigeren Druckverluste des scherinduzierten Bereichs zu einem Anstieg der Druckverlustbeiwerte. Demzufolge ist insbesondere in rauen Röhren nicht mit einem sprunghaften Zusammenbruch der scherinduzierten Struktur zu rechnen. Ein solches Verhalten tritt bei Einsatz der Spiraleinbauten auf (Bild 4.1-4 und 4.1-6) und konnte auch in Demonstrationsver-

suchen beobachtet werden /A1/. Der Übergang von maximaler Widerstandsverminderung zum kompletten Wirkungsverlust erfolgt in einem großen Reynoldszahlenbereich, wobei in der Strömung zeitgleich Bereiche mit scherinduzierter und einer turbulenter Strömung existieren.

Wärmeübergangsverhalten

Die Darstellung der Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen erfolgt analog zu den Messungen mit Wasser durch die modifizierte Nusseltzahl nach Gleichung 4.2. In Bild 4.1-6 sind die Ergebnisse der Messungen mit wässrigen Tensidlösungen mit einer Konzentration von 250 wppm für die unterschiedlichen Spiraleinbauten dargestellt.

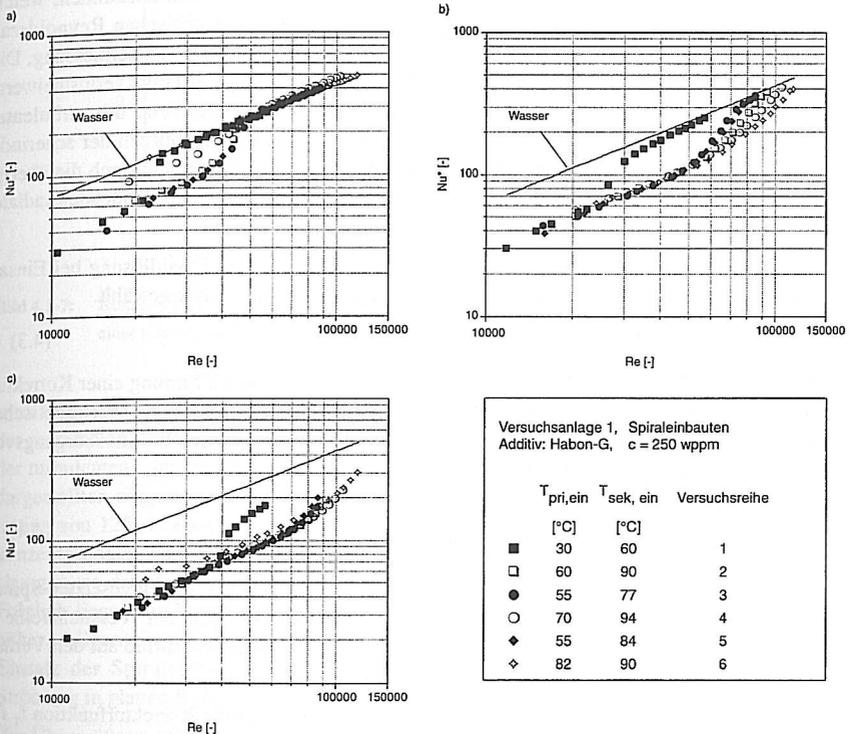


Bild 4.1-6: Wärmeübergangscharakteristiken einer wässrigen Tensidlösung (250 wppm) in Rohren mit spiralförmigen Einbauten

- a) 8 mm Ganghöhe
- b) 16 mm Ganghöhe
- c) 24 mm Ganghöhe

Bei niedrigen Reynoldszahlen führt der bereits bei den Druckverlustmessungen sichtbare Aufbau der scherinduzierten Struktur erwartungsgemäß zu einer deutlichen Verringerung der Nusseltzahl. Nach Überschreiten der kritischen Reynoldszahl verliert die Lösung mit zunehmender Reynoldszahl ihre Wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften; es werden wieder die Daten des reinen Lösungsmittels Wasser gemessen. Die wärme- und widerstandsvermindernde Wirkung bricht bei annähernd derselben Reynoldszahl zusammen, so daß die bereits bei den Druckverlustmessungen diskutierten Abhängigkeiten der kritischen Reynoldszahl von der mittleren Fluidtemperatur sowie von der eingesetzten Spirale zu erkennen sind.

Die Einführung der modifizierten Nusseltzahl ermöglicht auch bei Einsatz wässriger Tensidlösungen eine temperaturunabhängige Darstellung der Meßdaten und läßt einen Bereich der maximalen Wärmeübergangsverminderung erkennen. Dort fallen die gemessenen Nusseltzahlen in doppellogarithmischer Auftragung auf einer Geraden zusammen, welche parallel zu der der Wasserdaten verläuft. Nach Überschreiten der kritischen Reynoldszahl kommt es zu einem langsamen Anstieg der Daten bis auf den Wert der Wassermessung. Dies steht in Analogie zu dem vorher beschriebenen langsamen Anstieg der Druckverlustbeiwerte, der aus der Koexistenz von Bereichen mit scherinduzierter Struktur und mit turbulenten Strömungsbedingungen resultiert. Parallel zum sukzessiven Zusammenbruch der scherinduzierten Struktur steigen die Wärmeübergangskoeffizienten langsam an, da durch die übergeordnete Tensidstruktur in erster Linie die für die Wärmeübertragung entscheidenden radialen Turbulenzen unterdrückt werden /B2, B3/.

Für die Darstellung der Wärmeübergangscharakteristik wässriger Tensidlösung bei Einsatz spiralförmiger Einbauten in zylindrischen Rohren wird folgender Ansatz gewählt.

$$\text{Nu}_T = \text{Nu}_{LM} \cdot f_T \quad (4.3)$$

Die Nusseltzahl bei Einsatz der Tensidlösung Nu_T wird durch die Einführung einer Korrekturfunktion f_T in Abhängigkeit von der Nusseltzahl des Lösungsmittels Nu_{LM} bei identischen Versuchsbedingungen bestimmt. Zwischen Korrekturfunktion und der Wärmeübergangsverminderung besteht der Zusammenhang

$$f_T = 1 - \frac{W\ddot{U}V}{100\%}. \quad (4.4)$$

Die Korrekturfunktion f_T ist eine Funktion der Tensidkonzentration, der eingesetzten Spirale und der Reynoldszahl. Bild 4.1-7 zeigt für die Spiralmessungen der Versuchsreihe 1 (Ganghöhe: 24 mm; $T_{\text{pri, ein}} = 30^\circ\text{C}$; $T_{\text{sek, ein}} = 60^\circ\text{C}$) den Konzentrationseinfluß auf den Verlauf der Korrekturfunktion.

Bei der niedrigsten untersuchten Konzentration (125 wppm) liegt die Korrekturfunktion f_T für Reynoldszahlen $< 40\ 000$ bei ungefähr 0,6; dies entspricht einer mittleren Wärmeübergangsverminderung von 40%. Nach Überschreiten der kritischen Reynoldszahl von 40 000 kommt es infolge des langsamen Anstiegs der Wärmeübergangskoeffizienten zu einer stetigen Verringerung der Wärmeübergangsverminderung. Die Korrekturfunktion steigt an, bis bei Reynoldszahlen von näherungsweise 70 000 Wasserwerte gemessen werden ($f_T = 1$).

Ein ähnliches Verhalten ist für eine Tensidlösung der Konzentration von 250 wppm zu erkennen. Auch hier bildet sich bei niedrigen Reynoldszahlen ein Plateau im Kurvenverlauf aus, welches bei einem Wert von näherungsweise 0,4 liegt. Erst nach Überschreiten der kritischen Reynoldszahl bei ca. 70 000 steigen die Werte an. Die Wasserwerte werden innerhalb des

betrachteten Reynoldszahlenbereichs nicht erreicht. Bei der höchsten untersuchten Konzentration von 500 wppm ist ein Überschreiten der kritischen Reynoldszahl und ein Ansteigen der Werte der Korrekturfunktion nicht zu beobachten. Die Werte von f_T liegen im betrachteten Bereich der Reynoldszahlen in der Größenordnung von 0,4.

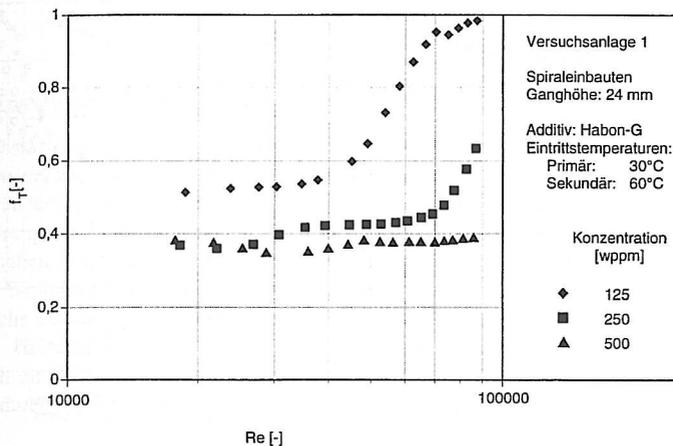


Bild 4.1-7: Konzentrationseinfluß auf die Korrekturfunktion f_T (Gl. 4.3) der Wärmeübergangscharakteristik einer wässrigen Tensidlösung bei Einsatz der Spirale mit der Ganghöhe 24 mm

Eine Erhöhung der Konzentration von 250 auf 500 wppm bewirkt keine deutliche Erhöhung der maximalen Wärmeübergangsverminderung. Das Plateau kennzeichnet daher den Bereich der turbulenten oder auch maximalen Widerstandsverminderung (Bereich 3 der in Bild 2.2-4 dargestellten allgemeinen Widerstandscharakteristik). Die bei der niedrigen Tensidkonzentration von 125 wppm gebildete scherinduzierte Struktur ist verglichen mit höheren Tensidkonzentrationen weniger stabil gegenüber den turbulenzbedingten mechanischen Beanspruchungen, so daß der Bereich der maximalen Widerstandsverminderung nicht erreicht wird. Folglich liegen die Werte der Korrekturfunktion f_T im Plateaubereich bei dieser Meßreihe höher. Allgemein gilt jedoch, daß die maximalen Wärmeübergangsverminderungen bei Einsatz der Spiraleinbauten mit einer Ganghöhe von 24 mm mit 60% verglichen zur Strömung in glatten Rohren, bei der Werte von bis zu 95% erreicht werden, niedriger liegen.

Zur Überprüfung, ob diese Aussagen auch für die übrigen untersuchten Spiraleinbauten gültig ist, werden in Bild 4.1-8 die Korrekturfunktionen f_T aller mit 250 wppm Tensidgehalt durchgeführten Versuchsreihen in Abhängigkeit von der Reynoldszahl dargestellt. Hierdurch ist der Einfluß der verwendeten Spiralen und der unterschiedlichen Versuchsbedingungen auf die Korrekturfunktion erkennbar.

Unabhängig vom verwendeten Spiraltyp kommt es bei Überschreiten der kritischen Reynoldszahl solange zu einem Anstieg der Korrekturfunktion bis die Werte des reinen Lösungsmittels Wasser erreicht werden. Unterhalb der kritischen Reynoldszahl können die Daten durch eine Gerade beschrieben werden, die parallel zur x-Achse verläuft. Wie bereits in

Bild 4.1-7 erkennbar, kommt es zur Ausbildung eines von den Versuchsbedingungen unabhängigen Plateaubereichs, innerhalb dessen die Werte der Korrekturfunktion f_T bei den Spiraleinbauten der Ganghöhe von 16 und 24 mm in guter Näherung bei 0,4 liegen.

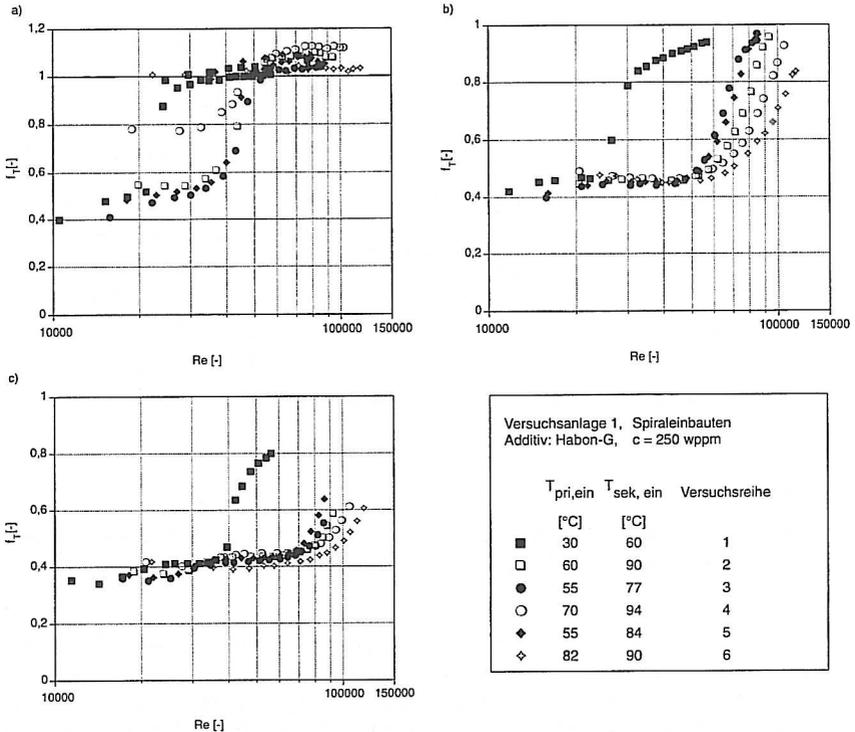


Bild 4.1-8: Korrekturfunktionen f_T (Gl. 4.3) der Wärmeübergangscharakteristik einer wässrigen Tensidlösung (250 wppm) in Röhren mit spiralförmigen Einbauten

- a) 8 mm Ganghöhe
- b) 16 mm Ganghöhe
- c) 24 mm Ganghöhe

Lediglich die Werte der Spirale mit der Ganghöhe von 8 mm liegen geringfügig oberhalb dieses Wertes. Die Beeinflussung des Turbulenzverhaltens ist bei dieser Spirale stärksten. Dies ist u.a. dadurch erkennbar, daß die Widerstandsbeiwerte der Meßreihen bei Einsatz der Spirale mit einer Ganghöhe von 8 mm verglichen mit denen der anderen Spiraleinbauten die höchsten Werte aufweisen (Bild 4.1-1) und daß der Wirkungszusammenbruch bei den niedrigsten Reynoldszahlen stattfindet (Bild 4.1-4). Zur Ausbildung der turbulenten Widerstandsverminderung (maximalen Widerstandsverminderung) sind daher bei dieser Spirale höhere Tensidkonzentrationen erforderlich. Dies belegen die nicht abgebildeten Ergebnisse der Messungen mit einer Konzentration von 500 wppm bei denen das Plateau bei f_T -Werten von 0,4 auftritt.

Die maximale Wärmeübergangsverminderung bei Einsatz von Spiraleinbauten liegt somit unabhängig von der verwendeten Spirale und den gewählten Versuchsbedingungen bei 60% und tritt im Bereich der maximalen Widerstandsverminderung auf. Für eine worst-case-Abschätzung kann daher innerhalb des Wirkungsbereichs der Tenside von einem Mindestwert der Korrekturfunktion von 0,4 ausgegangen werden.

4.2 Einsatz profilierter Rohre

Bei der Diskussion der Meßergebnisse der Drallrohre stellt sich die Frage nach dem für eine verallgemeinernde Darstellung geeigneten Berechnungsdurchmesser, da die Profilierung zu einer Veränderung des Strömungsquerschnitts führt. So ist z.B. die Verwendung des Durchmessers des querschnittsäquivalenten kreisrunden Rohrs d_q aufgrund der längenunabhängigen, geometrischen Ähnlichkeit des Strömungsquerschnitts mit dem eines kreisrunden Rohrs möglich. Weiterhin kann der aus der Literatur für nichtkreisrunde Querschnitte bekannte hydraulische Durchmesser d_h (Gleichung 2.17) benutzt werden. Die praxisnäheste Variante ist vor dem Hintergrund, daß in bestehenden Rohrbündelwärmeübertragern vielfach der Austausch eines aus Glattrohren bestehenden Rohrbündels durch Drallrohre des gleichen Anschlußdurchmessers erfolgt, die Verwendung des Anschlußdurchmessers d_0 .

Tab. 4.2-1: Verschiedene Berechnungsdurchmesser der untersuchten Drallrohre

Drallrohr		Durchmesser				
Anzahl der Drallgänge	Kerbwinkel φ [°]	$d_q^{i)}$	Abweichung bezogen auf d_0	$d_h^{ii)}$	Abweichung bezogen auf d_0	d_0
		[mm]	[%]	[mm]	[%]	[mm]
1	10	10,8	-10,7	8,97	-25,9	12,1
1	15	11,0	-9,1	9,04	-25,3	12,1
1	26	11,3	-6,6	8,93	-26,2	12,1
2	26	11,3	-6,6	8,44	-30,2	12,1

ⁱ⁾ d_q entspricht dem vom Hersteller genannten charakteristischen Durchmesser (Tab. 3.3-2)

ⁱⁱ⁾ der hydraulische Durchmesser wurde durch eine Abwicklung der Rohre ermittelt

Tabelle 4.1-1 zeigt die unterschiedlichen Berechnungsdurchmesser der untersuchten Drallrohre. Sowohl der Durchmesser des querschnittsäquivalenten kreisrunden Rohres d_q als auch der hydraulische Durchmesser d_h hängen von der Art der Profilierung ab und unterscheiden sich z.T. deutlich von dem Durchmesser des anschlussgleichen Glattrohrs d_0 . Bei der Betrachtung der hydraulischen Durchmesser ist auffällig, daß die der eingängigen Drallrohre näherungsweise konstant sind. Nur derjenige des Kreuzdrallrohres (zweigängiges Drallrohr) zeigt eine deutliche Abweichung. Demgegenüber schwanken die strömungsquerschnittsbezogenen

Durchmesser d_q auch bei den eingängigen Drallrohren stärker in Abhängigkeit von der Profilierung.

4.2.1 Ergebnisse der Messungen mit Wasser

Druckverlustmessungen

Da in der Praxis vielfach der Austausch eines aus Glattrohren bestehenden Rohrbündels durch Drallrohre des gleichen Anschlußdurchmessers erfolgt, ist insbesondere das Verhältnis zwischen den Reibungsdruckverlusten in den Drallrohren und den in Glattrohren des Durchmessers 12,1 mm von Interesse (Bild 4.2-1).

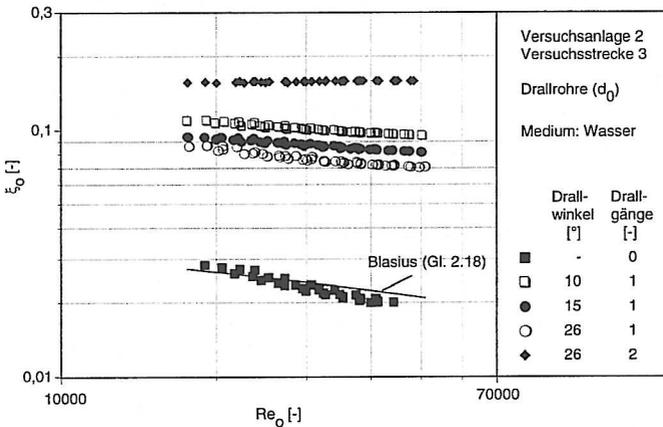


Bild 4.2-1: Widerstandscharakteristiken der Wassermessungen in Drallrohren bei Verwendung des Anschlußdurchmessers d_0

Bei allen Rohren liegen die gemessenen Widerstandsbeiwerte infolge der gesteigerten Turbulenzbewegungen höher als bei Glattrohren gleichen Anschlußdurchmessers. Mit Werten von durchschnittlich 0,16 weist das zweifach gedrahte Rohr die höchsten Widerstandsbeiwerte auf, wobei die Widerstandsbeiwerte im betrachteten Bereich nahezu unabhängig von der Reynoldszahl konstant sind. Die Widerstandscharakteristiken der eingängigen Drallrohre zeigen eine mit steigender Reynoldszahl fallende Tendenz. Die höchsten Widerstandsbeiwerte treten im eingängigen Drallrohr mit dem Drallwinkel 10° und die niedrigsten im Drallrohr mit dem Drallwinkel 26° auf.

Die durchschnittlichen Erhöhungen des Widerstandsbeiwertes bezogen auf ein Glattrohr desselben Anschlußdurchmessers sowie die auf die absolute Rauigkeit k bezogenen mittleren äquivalenten Sandrauigkeiten k_s der untersuchten Rohre können der Tab. 4.2-2 entnommen

werden. Die Werte liegen in der gleichen Größenordnung wie bei den Messungen mit Spiraleinbauten.

Tab. 4.2-2: Charakteristische Daten der Widerstandsmessung mit Drallrohren bezogen auf den Anschlußdurchmesser von 12,1 mm

Drallwinkel	Drallgänge	$\xi_{\text{rauh},0}/\xi_{\text{glatt},0}$ ⁱ⁾	k_p/k
10	1	5,27	2,50
15	1	3,65	1,31
26	1	3,21	1,01
26	2	6,67	3,54

ⁱ⁾ über dem Meßbereich gemittelte Werte

Die Verwendung des Anschlußdurchmessers als Berechnungsdurchmesser der Drallrohre ermöglicht den direkten Vergleich der Daten beim Austausch eines Rohrbündels, erlaubt aber keine einfache und allgemeingültige Beschreibung der Meßergebnisse. Deshalb erfolgt die Darstellung der Meßergebnisse in Bild 4.1-2 bei Verwendung des hydraulischen Durchmessers, der sich bei vielen Querschnittsgeometrien als geeignet erwiesen hat.

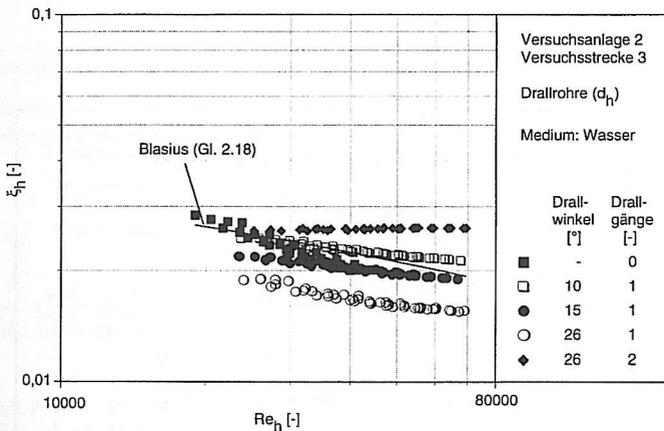


Bild 4.2-2: Widerstandscharakteristiken der Wassermessungen in Drallrohren bei Verwendung des hydraulischen Durchmessers d_h

Die Betrachtung des Bildes 4.2-2 zeigt, daß die Widerstandscharakteristiken aller untersuchten Drallrohre bei Verwendung des hydraulischen Durchmessers d_h in der Größenordnung der Vorhersagewerte der Gleichung nach Blasius liegen (Gleichung 2.17). Unterein-

ander weisen die Meßreihen jedoch deutliche Unterschiede auf. Wie schon in der Darstellung bei Verwendung des anschlussgleichen Durchmessers zeigen die Daten des Kreuzdrallrohrs die höchsten Widerstandsbeiwerte. Sie liegen ebenso wie die des eingängigen Drallrohrs mit einem Drallwinkel von 10° oberhalb der Werte des hydraulisch glatten Rohrs. Verglichen hiermit liegen die Daten der beiden anderen eingängigen Drallrohre trotz der durch die Profilierung induzierten künstlichen Rauigkeiten niedriger als die Werte nach Blasius.

Im letzten Schritt erfolgt in Bild 4.2-3 die Darstellung der Wasserdaten mittels des strömungsquerschnittsäquivalenten Durchmessers d_q . Die höchsten Werte liefert - ebenso wie in Bild 4.2-1 - das zweigängige Drallrohr, das sogenannte Kreuzdrallrohr. Die Widerstandsbeiwerte liegen unabhängig von der Reynoldszahl bei einem Wert von ca. 0,115.

Die Kurven der eingängigen Drallrohre lassen sich jedoch im Gegensatz zu den Bildern 4.2-1 und 4.2-2 durch eine gemeinsame Gerade beschreiben, so daß eine geometrieunabhängige Darstellung der Druckverlustmessungen auf dieser Basis möglich ist. Verglichen mit den nach Blasius vorausgerechneten Widerstandsbeiwerten (Gleichung 2.18) liegen die in eingängigen Drallrohren ermittelten Werte durchschnittlich um den Faktor 2,38 höher. Zur Vorhersage der Widerstandscharakteristiken der einfach gedrahten Rohre wird daher die Gleichung

$$\xi = C \cdot (100 \cdot \text{Re}_q)^{0,25} = C \cdot \xi_{\text{Blasius},q} \quad (4.5)$$

verwendet. Bei Verwendung des Berechnungsdurchmessers d_q und einem Wert von 2,38 für die Konstanten C lassen sich die Meßdaten der eingängigen Drallrohre mit einer Genauigkeit von $\pm 20\%$ abbilden. Die Ergebnisse der Druckverlustmessungen lassen sich somit am besten durch die Verwendung des strömungsquerschnittsbezogenen Durchmessers d_q darstellen.

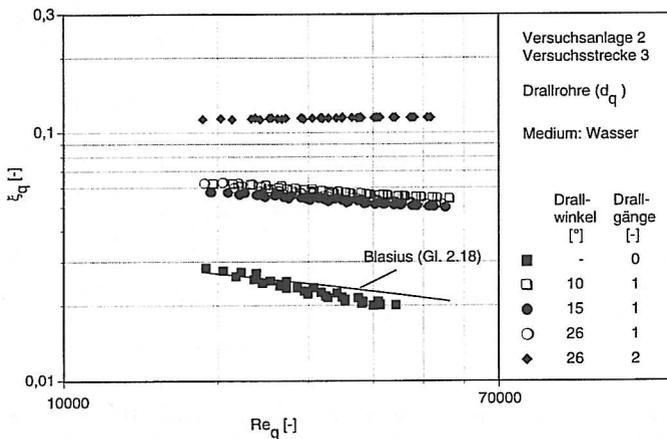


Bild 4.2-3: Widerstandscharakteristiken der Wassermessungen in Drallrohren bei Verwendung des strömungsquerschnittsbezogenen Durchmessers d_q

Wärmeübergangsverhalten

Bei der Diskussion der Meßergebnisse ist zu beachten, daß die Beeinflussung des Wärmeübertragungsverhaltens von Drallrohren im Gegensatz zu den im vorangegangenen Kapitel beschriebenen spiralförmigen turbulenzfördernden Einbauten von mehreren Faktoren abhängt. Der erste ist die Erhöhung der turbulenten Schwankungsintensitäten durch die künstlichen Rauigkeiten. Gleichzeitig kommt es im Vergleich zu einem hydraulisch glatten Rohr des gleichen Anschlußdurchmessers zu einer Vergrößerung der Wärmeaustauschfläche und zu einer Erhöhung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit durch die Reduzierung der effektiven freien Querschnittsfläche (Tab. 3.3-2).

Ebenso wie bei den weiter oben aufgeführten Druckverlustmessungen stellt sich somit auch in diesem Fall die Frage nach den für eine mathematische Beschreibung charakteristischen, geometrischen Parametern. Da sich der strömungsquerschnittsbezogene Durchmesser bei der Beschreibung der Druckverlustmessungen als geeignet erwiesen hat, wird er im ersten Schritt zusammen mit den in Tab. 3.3-2 aufgeführten realen, äußeren Wärmeübertragungsflächen zur Auswertung der integralen Wärmeübergangsmessungen der Drallrohre herangezogen.

In Bild 4.2-4 sind die Abhängigkeiten der modifizierten Nusseltzahl Nu^* (Gleichung 4.2) von der Reynoldszahl für alle untersuchten Drallrohre dargestellt. Es zeigt sich, daß ebenso wie bei den Messungen mit Spiraleinbauten eine temperaturunabhängige Darstellung der Meßergebnisse möglich ist. Eine Datenregression liefert die in Tabelle 4.2-3 aufgelisteten Ergebnisse.

Tab. 4.2-3: Koeffizienten der Wärmeübergangsgleichung (Gleichung 4.2) aller untersuchten Drallrohre mit Wasser (A_r, d_q)

Drallgang	1	1	1	2	-
Drallwinkel	10°	15°	26°	26°	0
C	0,1755	0,1284	0,1622	0,2794	0,0214
n	0,4589	0,4411	0,4400	0,3866	0,4
m	0,6555	0,6746	0,6330	0,5999	0,8
B ¹⁾	0,9964	0,9956	0,9909	0,9927	-

¹⁾ multiples Bestimmtheitsmaß

Erwartungsgemäß liegen sämtliche Wärmeübergangscharakteristiken der Drallrohre oberhalb der hydraulisch glatter Rohre. Im Gegensatz zu den Widerstandscharakteristiken sind jedoch bei dieser Darstellung die Verläufe der Nusseltzahlen der eingängigen Drallrohre nicht identisch. Die höchsten Werte der Nusseltzahl treten nicht bei Verwendung des zweigängigen Drallrohres sondern im eingängigen Drallrohres mit dem Drallwinkel 10° auf. Weiterhin sind die Daten des zweigängigen Drallrohres mit denen des eingängigen Drallrohres mit dem Drallwinkel 15° deckungsgleich. Die Werte dieser beiden Drallrohre liegen um durchschnittlich 10% unter denen des eingängigen Drallrohres mit einem Drallwinkel von 10°. Die niedrigsten Daten werden mit dem eingängigen Drallrohr mit dem Drallwinkel 26° erzielt.

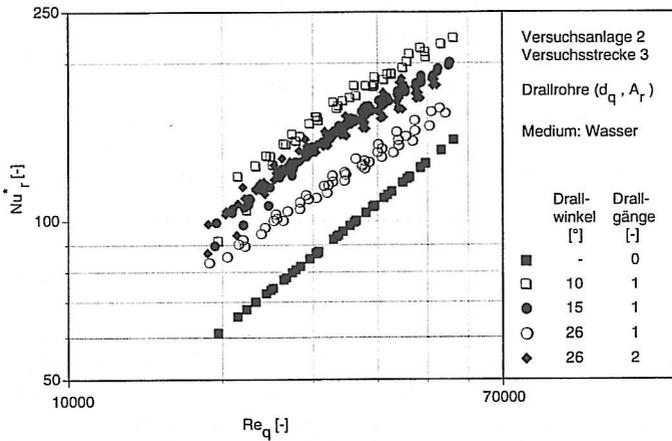


Bild 4.2-4: Wärmeübergangscharakteristiken der Wassermessungen in Drallrohren bei Verwendung des strömungsquerschnittsbezogenen Durchmessers und der realen äußeren Wärmeübergangsfläche (A_r, d_q)

Dieses Ergebnis ist bei Vergleich der auf der Basis der strömungsquerschnittbezogenen Widerstandscharakteristiken in Bild 4.2-3 und der Wärmeübergangscharakteristiken widersprüchlich, da die Analogie zwischen Wärme- und Impulsaustausch verletzt scheint. Dies betrifft sowohl die eingängigen Drallrohre, bei denen die Wärmeübergangscharakteristik aber nicht die Widerstandscharakteristik vom Drallwinkel abhängt als auch das zweigängige Drallrohr, bei welchem die mit Abstand höchsten Widerstandsbeiwerte nicht aber die maximalen Werte der Wärmeübergangscharakteristik gemessen werden.

Eine geschlossene Darstellung der Druck- und Wärmeübergangsmeßergebnisse ist bei Verwendung des strömungsquerschnittbezogenen Durchmessers nicht möglich. Aus diesem Grund erfolgt die Auswertung der Meßergebnisse im folgenden unter Verwendung des Innendurchmessers sowie der äußeren Wärmeübertragungsfläche des hydraulisch glatten Rohrs gleichen Anschlußdurchmessers.

Bild 4.2-5 zeigt die bei Verwendung der Daten des anschlussgleichen Durchmessers ermittelten modifizierten Nusseltzahlen Nu' in Abhängigkeit von der Reynoldszahl. Die Ergebnisse der statistischen Beschreibung sind in Tab. 4.2-4 aufgeführt. Durch die Änderung der geometrischen Bezugsdaten verschieben sich die Wärmeübergangscharakteristiken sämtlicher Drallrohre zu höheren Nusseltwerten. Da die Verschiebung je nach betrachtetem Drallrohr unterschiedlich hoch ist, verläuft die Kurve des zweifach gedrahten Rohres mit der des eingängigen Rohrs des Drallwinkels 10° deckungsgleich; für beide Rohre werden die maximalen Nusseltwerte beobachtet. Die nächst niedrigeren Werte zeigt das einfach gedrahtte Rohr mit dem Drallwinkel 15° ; die geringsten Werte werden bei dem einfach gedrahtten Rohr mit dem Drallwinkel 26° gemessen.

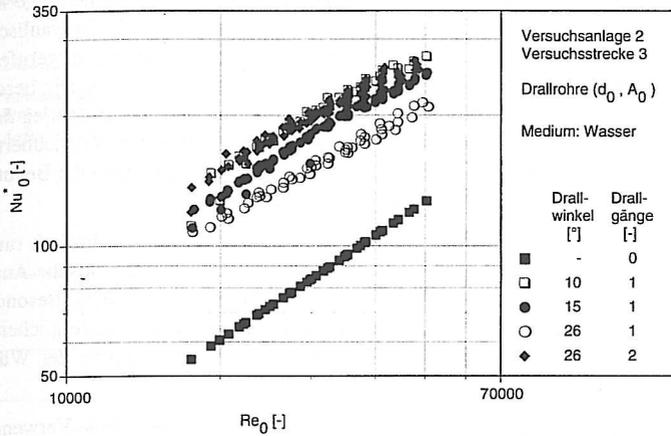


Bild 4.2-5: Wärmeübergangscharakteristiken der Wassermessungen in Drallrohren bei Verwendung des Durchmessers und der äußeren Wärmeübergangsfläche des hydraulisch glatten Rohrs gleichen Anschlußdurchmessers (A_0, d_0)

Tab. 4.2-4: Koeffizienten der Wärmeübergangsgleichung (Gleichung 4.2) aller untersuchten Drallrohre mit Wasser (A_0, d_0)

Drallgang	1	1	1	2	-
Drallwinkel	10°	15°	26°	26°	0
C	0,2047	0,1507	0,1790	0,2872	0,0214
n	0,4619	0,4595	0,4400	0,3782	0,4
m	0,6668	0,6847	0,6529	0,6339	0,8
B ¹⁾	0,9967	0,9981	0,9978	0,9957	-

¹⁾ multiples Bestimmtheitsmaß

Ein Vergleich mit den in Bild 4.2-3 dargestellten Widerstandscharakteristiken bei Verwendung des Durchmessers eines anschlussgleichen Glattrohres zeigt, daß bei den einfach gedrahten Rohren ein Anstieg der Widerstandsbeiwerte eine Erhöhung der Nusseltzahlen bewirkt, wobei jedoch mit steigendem Widerstandsbeiwert ein immer schwächer werdender Anstieg der Nusseltwerte zu erkennen ist. So beträgt die durchschnittliche Steigerung des Druckverlustes beim Übergang vom Drallrohr mit einem Drallwinkel von 26° zu demjenigen mit einem Drallwinkel von 15° etwa 14% und die durchschnittlichen Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten 18%. Der Vergleich der Daten der Drallrohre mit den Drallwinkeln 15° und 10° liefert beim Drallwinkel 10° durchschnittliche Steigerungen von 16% bezogen

auf den Druckverlust und 13% bezogen auf den Wärmeübergang. Gleichzeitig nehmen die Wärmeübertragungsflächen der eingängigen Drallrohre in folgender Reihenfolge ab: Drallwinkel 26°, Drallwinkel 15°, Drallwinkel 10°. Bezogen auf die Daten des hydraulisch glatten Rohres werden die durch die geänderten geometrischen Bezugsdaten hervorgerufenen relativen Erhöhungen der Nusseltzahlen mit sinkendem Drallwinkel geringer. Die beschriebene Tendenz, daß der durch die Erhöhung der Widerstandsbeiwerte sichtbare Anstieg der Turbulenzerzeugung nicht in gleichem Ausmaß zu einer Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften führt, läßt sich teilweise aber nicht in vollem Umfang durch die Benutzung der geometrischen Daten des anschließgleichen Glattrohrs erklären.

Mit steigendem Verhältnis zwischen den Reibungsdruckverlusten im künstlich rauhen und hydraulisch glatten Rohr ist auch bei Einsatz der Drallrohre eine asymptotische Annäherung der Wärmeübergangsverbesserung an einen maximalen Wert zu beobachten. Besonders deutlich wird dies bei der Betrachtung der Daten des Kreuzdrallrohrs, bei dem verglichen mit dem eingängigen Drallrohr des Drallwinkels 10° keine weitere Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften festgestellt werden kann.

Im Gegensatz zum strömungsquerschnittsbezogenen Durchmesser liefert die Verwendung von d_0 und A_0 eine Darstellung der Druck- und Wärmeübergangsmessergebnisse, in der die Analogie zwischen Wärme- und Impulsaustausch erkennbar ist.

4.2.2 Ergebnisse der Messungen mit wässrigen Tensidlösungen

Als geometrische Bezugsgrößen zur Darstellung sämtlicher Meßdaten bei Einsatz wässriger Tensidlösungen werden aufgrund der Ergebnisse der Messungen mit Wasser (Kap. 4.1.1) der Durchmesser sowie die Wärmeübertragungsfläche des anschließgleichen hydraulisch glatten Rohres (A_0 , d_0) verwendet.

Druckverlustmessungen

Bild 4.2-6 zeigt die Widerstandscharakteristiken wässriger Tensidlösungen einer Konzentration von 250 wppm bei Einsatz profilierter Rohre in Abhängigkeit von der Temperatur. Bei allen vermessenen Drallrohren ist der Aufbau sowie die Zerstörung der scherinduzierten Struktur bei Überschreiten der mechanischen Belastungsgrenze zu erkennen. Während der Zusammenbruch bei den eingängigen Drallrohren mit den Drallwinkeln 26 und 15° je nach mittlerer Fluidtemperatur zwischen Reynoldszahlen von ca. 25 000 und 45 000 erfolgt, werden beim Kreuzdrallrohr und 10°-Drallrohr kritische Reynoldszahlen von 30 000 nicht mehr überschritten.

Ebenso wie bei den Messungen mit Spiraleinbauten führt eine Zunahme der Rauigkeit – erkennbar an der Steigerung der äquivalenten Sandrauigkeit – bei Drallrohren zu einer Reduzierung der kritischen Reynoldszahl. Weiterhin ist eine Temperaturabhängigkeit der kritischen Reynoldszahl zu erkennen, wobei die maximalen Werte bei mittleren Temperaturen von ca. 60°C erzielt werden. In den eingängigen Drallrohren sinken die Widerstandsbeiwerte ebenso wie in hydraulisch glatten Rohren mit steigender Reynoldszahl bis zum Erreichen des Zusammenbruchspunkts. Nach Überschreiten der mechanischen Belastungsgrenze steigen die Meßdaten in einem breiten Reynoldszahlenbereich solange an bis die Lösung wieder die

Eigenschaften von Wasser zeigt. Dies deutet auf die Koexistenz von Bereichen mit partiell ausgebildeter scherinduzierter Struktur mit turbulenten Strömungsbereichen hin.

Versuchsanlage 2, Versuchsstrecke 3 Drallrohre (d_0, A_0) Additiv: Habon-G, $c=250$ wppm	$T_{\text{pri,ein}}$ [°C]	$T_{\text{pri,aus}}$ [°C]	Versuchsreihe
	■ 45	50	1
	□ 50	55	2
	● 55	60	3
	○ 60	65	4
	◆ 65	70	5

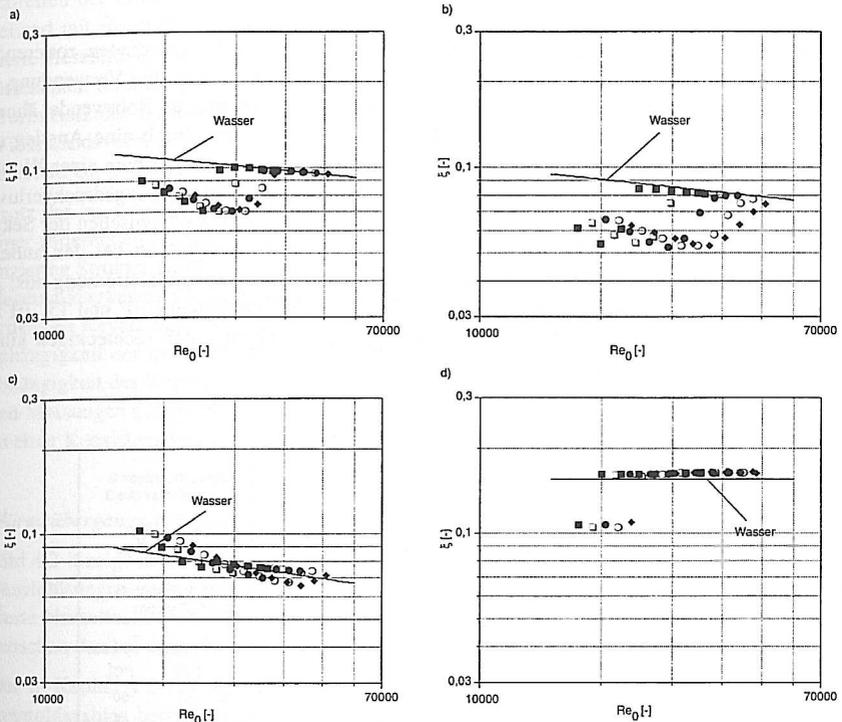


Bild 4.2-6: Widerstandscharakteristiken einer wässrigen Tensidlösung (250 wppm) in Drallrohren

- eingängiges Drallrohr, Drallwinkel 10°
- eingängiges Drallrohr, Drallwinkel 15°
- eingängiges Drallrohr, Drallwinkel 26°
- zweigängiges Drallrohr, Drallwinkel 26°

Bei allen vermessenen eingängigen Drallrohren sinken die Widerstandsbeiwerte bei Einsatz wässriger Tensidlösung mit zunehmender Reynoldszahl schneller ab als die vergleichbaren

Daten mit Wasser. Dennoch sind signifikante Unterschiede zwischen den eingängigen Drallrohren zu beobachten. Während bei den Drallrohren mit den Drallwinkeln 10° und 15° mit steigender Reynoldszahl deutlich niedrigere Reibungsdruckverluste als mit Wasser gemessen werden, liegen die Werte des 26° Drallrohres praktisch im gesamten vermessenen Bereich oberhalb der Wasserwerte.

Das Verhalten der Tensidlösung im 26° Drallrohr ähnelt dem in Krümmern und Rohrwendeln, in denen die Verringerung des Reibungsdruckverlustes mit einer Erhöhung des Umlenkdruckverlustes gekoppelt ist $/F1/$. Je nachdem welche mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Krümmer vorliegt, liegt der Gesamtdruckverlust als Summe dieser beiden Druckverlustanteile oberhalb oder unterhalb des Wasserwertes bei gleichen Versuchsbedingungen. Im Vergleich zu den Strömungen in Krümmern und Rohrwendeln liegen die Druckverluststeigerungen in dem hier betrachteten Fall höher. Gleichzeitig fallen die Widerstandsverminderungen kurz vor Erreichen der mechanischen Belastungsgrenze niedriger aus.

Dies läßt auf die Ausbildung einer, der axialen Primärströmung übergeordneten, rotierenden Sekundärströmung in den spiralförmigen Einkerbungen des Drallrohres bei Verwendung des Tensids schließen. Diese Sekundärströmung würde der Strömung in einer Rohrwendel ähneln, in der der Druckverlust in bestimmten Reynoldszahlenbereichen durch einen Anstieg des Umlenkdruckverlustes bei Einsatz wässriger Tensidlösungen gegenüber dem einer Wasserströmung erhöht ist. Gleichzeitig ist eine zusätzliche Steigerung des Reibungsdruckverlustes infolge der erhöhten Reynoldsschen Spannungen an der „Grenzfläche“ zwischen der Sekundär- und der Primärströmung denkbar. Ein vergleichbares Verhalten ist bei den anderen eingängigen Rohren nicht zu beobachten. Hier bildet sich keine Sekundärströmung aus; das Widerstandsverhalten der eingängigen Drallrohre mit den Drallwinkeln 10° und 15° ist mit dem einer im 90° Winkel zur Strömungshaupttrichtung eingebrachten rechteckigen künstlichen Rauigkeit identisch.

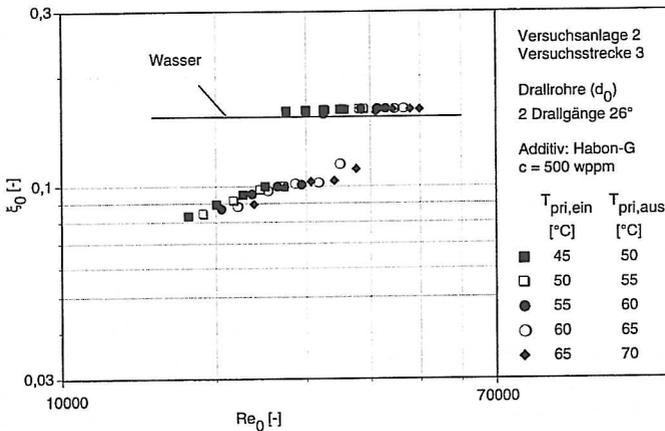


Bild 4.2-7: Widerstandscharakteristiken einer wässrigen Tensidlösung (500 wppm) im zweigängigen Drallrohr mit einem Drallwinkel von 26°

Aufgrund der großen induzierten Turbulenzschwankungen bei Verwendung des Kreuzdrallrohrs liegen die kritischen Reynoldszahlen in einer wässrigen Tensidlösung der Konzentration von 250 wppm so niedrig, daß keine Aussagen über den Verlauf der Widerstandscharakteristik möglich sind. Aus diesem Grund werden in Bild 4.2-7 die Meßergebnisse bei einer Tensidkonzentration von 500 wppm dargestellt. Es ist zu erkennen, daß die Widerstandsbeiwerte im Kreuzdrallrohr im Gegensatz zu den eingängigen Drallrohren auch innerhalb des Wirkungsbereichs des Tensids mit steigender Reynoldszahl leicht zunehmen. Dies deutet auf eine partielle Auflösung der scherinduzierten Struktur vor Überschreiten der mechanischen Reynoldszahl hin. Während die Turbulenzbewegungen in einigen Bereichen der Strömung bereits wieder wasserähnlich sind, wird der größere Bereich des Querschnitts noch von der gebildeten scherinduzierten Struktur beeinflusst. Mit zunehmender Reynoldszahl werden die Bereiche der scherinduzierten Struktur kleiner, bis sie sprunghaft bei Überschreiten der kritischen Reynoldszahl aufgelöst werden. Als Folge steigt der Widerstandsbeiwert mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit an, liegt aber - solange noch scherinduzierte Bereiche existieren - unterhalb der Wasserwerte. Hierbei nehmen die Bereiche mit turbulenten Strömungsbedingungen unterhalb der kritischen Reynoldszahl nur einen geringen Prozentsatz der Querschnittsfläche ein, was sowohl durch die Höhe der zu beobachtenden Widerstandsverminderung als auch den sprunghaften Anstieg auf Wasserwerte bei Überschreiten der kritischen Reynoldszahl belegt wird (Bild 4.2-7).

Trotz der im eingängigen Drallrohr mit einem Drallwinkel von 26° postulierten Ausbildung einer rotierenden Sekundärströmung, unterliegen Aufbau und Zusammenbruch der scherinduzierten Struktur bei Einsatz wässriger Tensidlösungen in Drallrohren prinzipiell denselben Gesetzmäßigkeiten wie in hydraulisch glatten Rohren. Dies wird an der Abhängigkeit der kritischen Reynoldszahl von der Zunahme der Rohrrauigkeit, der beobachteten Temperaturabhängigkeit der mechanischen Belastungsgrenze als auch der erkennbaren Konzentrationsabhängigkeit des Wirkungszusammenbruchs deutlich (Bild 4.2-6d und 4.2-7). Ebenso wie bei den Messungen mit spiralförmigen Einbauten (Kap. 4.1) kommt es auch bei diesen Messungen zu einer Koexistenz von scherinduzierten und turbulenten Strömungsgebieten.

Wärmeübergangverhalten

Bild 4.2-8 zeigt die Ergebnisse der Wärmeübergangsmessungen in Drallrohren für wässrige Tensidlösungen in Abhängigkeit von der Reynoldszahl. Für die Darstellung wird die modifizierte Nusseltzahl nach Gleichung 4.2 verwendet, da auf diese Weise ein direkter Vergleich zwischen den bei unterschiedlichen Temperaturen durchgeführten Meßreihen möglich ist.

Der in Kapitel 4.2-1 diskutierte Aufbau der scherinduzierten Struktur im Bereich niedriger Reynoldszahlen bewirkt eine deutliche Verringerung der Wärmeübergangskoeffizienten. Bei Überschreiten der kritischen mechanischen Belastungsgrenze zeigt die Lösung sprunghaft wieder das Verhalten von Wasser, wobei die widerstands- und wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften gleichzeitig aussetzen.

In dem Bereich, in dem die Lösung wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften zeigt, fallen die Nusseltzahlen bei Einsatz von Drallrohren ebenso wie bei den Messungen mit spiralförmigen Einbauten auf Geraden zusammen, die aber nicht parallel zu den Wasserdaten verlaufen. Im weiteren erfolgt die Beschreibung der Meßdaten anhand der bereits in Gleichung 4.3 eingeführten Korrekturfunktion f_T , die eine Funktion der Tensidkonzentration, der Geometrie des verwendeten Drallrohrs und der Reynoldszahl ist. Bild 4.2-9 zeigt die Konzentrationsab-

hängigkeit der Korrekturfunktion f_T am Beispiel des Drallrohrs mit dem Drallwinkel von 10° . Während bei einer Konzentration von 125 wppm praktisch noch keine Wärmeübergangsverminderung zu beobachten ist ($f_T=1$), sinkt der Wert der Korrekturfunktion mit steigender Konzentration bis auf eine Asymptote der maximalen Wärmeübergangsverminderung ab, die eine Funktion der Reynoldszahl ist.

Versuchsanlage 2, Versuchsstrecke 3 Drallrohre (d_0, A_0) Additiv: Habon-G, $c=250$ wppm	$T_{pri,ein}$	$T_{pri,aus}$	Versuchsreihe	
	[°C]	[°C]		
	■	45	50	1
	□	50	55	2
	●	55	60	3
	○	60	65	4
◆	65	70	5	

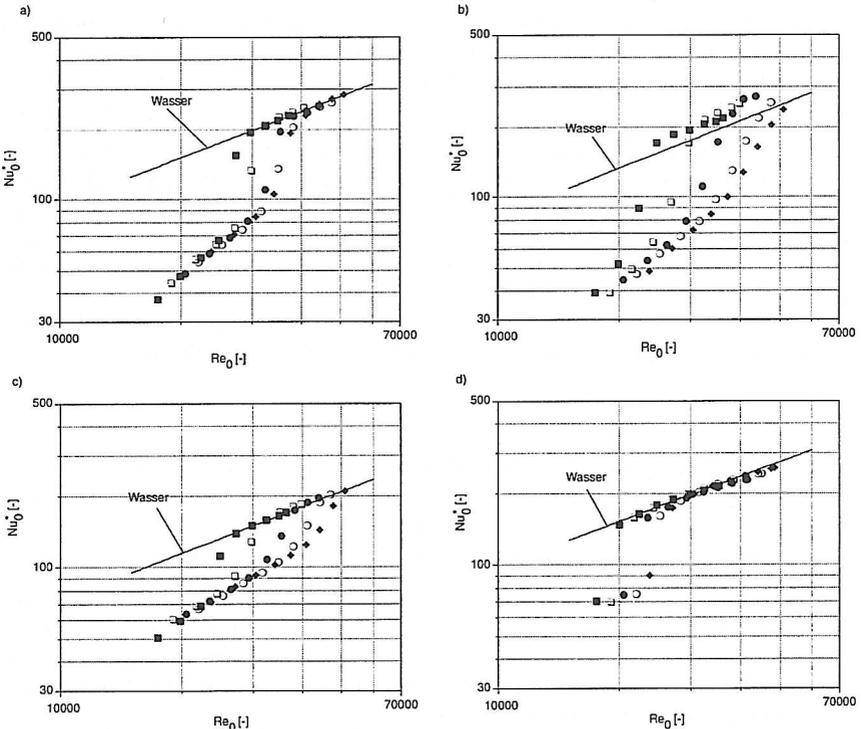


Bild 4.2-8: Wärmeübergangscharakteristiken einer wässrigen Tensidlösung (250 wppm) in Drallrohren
 a) eingängiges Drallrohr; Drallwinkel 10°
 b) eingängiges Drallrohr; Drallwinkel 15°
 c) eingängiges Drallrohr; Drallwinkel 26°
 d) zweigängiges Drallrohr; Drallwinkel 26°

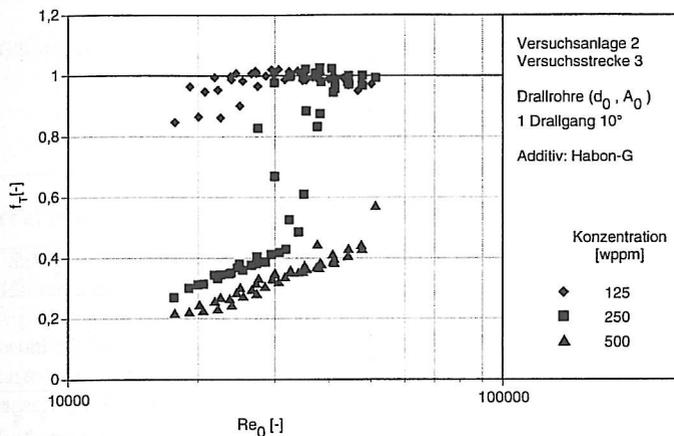


Bild 4.2-9: Konzentrationsabhängigkeit der Korrekturfunktion f_T am Beispiel des eingängigen Drallrohres mit einem Drallwinkel von 10°

Ein Vergleich mit den Daten der anderen Rohre zeigt, daß die minimalen Werte der Korrekturfunktion bei den eingängigen Drallrohren mit Drallwinkeln von 10° und 15° sowie dem Kreuzdrallrohr bei einer Konzentration von 500 wppm in derselben Größenordnung liegen. Ausgehend von einem Minimalwert von 0,2 bei niedrigen Reynoldszahlen, der in der Größenordnung der maximalen Wärmeübergangsverminderung in hydraulisch glatten Rohren liegt, steigen die Werte der Korrekturfunktion linear bis auf ca. 0,4 an. Augenscheinlich können die radialen Turbulenzbewegungen bei Einsatz der oben erwähnten drei Drallrohre insbesondere bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten wirkungsvoll unterdrückt werden. Die Bildung von Wirbeln an den künstlichen Rauigkeitselementen setzt erst mit steigender Strömungsgeschwindigkeit verstärkt ein. Je weiter sich die Wirbel mit steigender Strömungsgeschwindigkeit ausdehnen, desto stärker werden die radialen Schwankungsbewegungen, die eine Steigerung des Wärmeübergangs bewirken.

Lediglich die Daten des eingängigen Drallrohres mit einem Drallwinkel von 26° verlaufen auch bei der hohen Konzentration deutlich oberhalb der der anderen Rohre. Ebenso wie bei den Druckverlustmessungen zeigt dieses Drallrohr somit auch bei den Wärmeübergangsmessungen ein anderes stabilisierendes Verhalten, was als weiteres Indiz für die bereits postulierte Ausbildung einer rotierenden Sekundärströmung in diesem Rohrtyp gewertet werden kann.

Versuchsanlage 2, Versuchsstrecke 3 Drallrohre (d_0, A_0) Additiv: Habon-G, $c=500$ wppm		$T_{pri,ein}$ [°C]	$T_{pri,aus}$ [°C]	Versuchsreihe
■	45	50	1	
□	50	55	2	
●	55	60	3	
○	60	65	4	
◆	65	70	5	

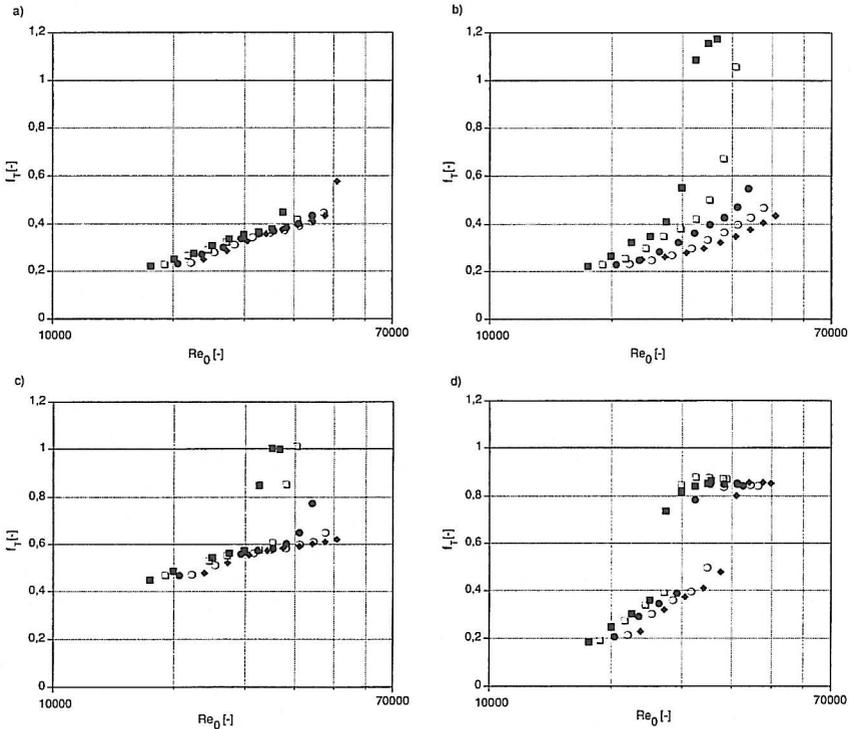


Bild 4.2-10: Korrekturfunktionen der Wärmeübergangscharakteristik einer wässrigen Tensidlösung (500 wppm) in Drallrohren

- eingängiges Drallrohr; Drallwinkel 10°
- eingängiges Drallrohr; Drallwinkel 15°
- eingängiges Drallrohr; Drallwinkel 26°
- zweigängiges Drallrohr; Drallwinkel 26°

Für eine worst-case Abschätzung der maximal zu erwartenden Wärmeübergangsverminderung kann aber auch für das eingängige Drallrohr mit einem Drallwinkel von 26° die aus den Daten der restlichen drei Drallrohre ermittelten minimal zu erwartenden Korrekturfunktion f_T herangezogen werden (Bild 4.2-10). Unter diesen Voraussetzungen gilt:

$$f_{r,\min} = \frac{0,7514 \cdot \text{Re}_0 + 8115,6}{100\,000} \quad (4.5)$$

in einem Gültigkeitsbereich von $15\,000 < \text{Re}_0 < 50\,000$.

4.3 Verallgemeinernde Darstellung der Meßergebnisse

In einem Szenario, das von einer Nachrüstung eines vorhandenen Wärmeübertragers mit turbulenzfördernden Maßnahmen bei Einsatz wässriger Tensidlösungen ausgeht, müssen mehrere Aspekte berücksichtigt werden. So sind als positive Effekte der Nachrüstungsmaßnahme sowohl die Verbesserung der Wärmeübergangseigenschaften ohne Tensideinsatz als auch die turbulenzbedingte Zerstörung der scherinduzierten Struktur bei geringeren mittleren Strömungsgeschwindigkeiten zu berücksichtigen.

Eine der Grundlagen für eine Identifizierung von Maßnahmen, mit denen die Wärmegangsverminderung beim Einsatz wässriger Tensidlösung möglichst effizient reduziert oder im Idealfall vermieden werden kann, ist daher die Kenntnis, wie sich diese Maßnahmen ohne Tensideinsatz auf den Druckverlust und den Wärmeübergang auswirken. Aus diesem Grund erfolgt in dem vorliegenden Kapitel zunächst eine Diskussion der Meßergebnisse mit Wasser bei Einsatz der verschiedenen untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen.

4.3.1 Wärmeübergangsverbesserung durch turbulenzfördernde Maßnahmen in Wasserströmungen

Zur Beurteilung der untersuchten Methoden der Turbulenzerzeugung hinsichtlich der Verbesserung der Wärmeübergangseigenschaften wird auf die Angabe des Wirkungsgrads für rauhe Rohre

$$\eta_{\text{rauh}} = \frac{\text{Nu}_{\text{rauh}} / \xi_{\text{rauh}}}{\text{Nu}_{\text{glatt}} / \xi_{\text{glatt}}} \quad (4.7)$$

zurückgegriffen. Diese Kennzahl, deren Wert immer kleiner als 1 (Bild 2.1-4) ist, ermöglicht eine schnelle Beurteilung, welcher Anteil der zusätzlich erzeugten Turbulenz zu einer Steigerung des Wärmeübergangs führt. Je niedriger der Wert für η ist, desto uneffektiver ist die turbulenzfördernde Maßnahme.

Bild 4.3-1 zeigt die experimentell ermittelten Wirkungsgrade der untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen - spiralförmige drahtförmige Einbauten in hydraulisch glatten Rohren und Einsatz von Drallrohren - bei Einsatz von Wasser (Kapitel 4.1.1 und 4.2.1). Die Prandtzahlen liegen zwischen 4,74 und 2,08. Als geometrische Bezugsdaten zur Auswertung der Drallrohrmessungen werden wie bereits im Kap. 4.2 die Fläche sowie der Innendurchmesser eines anschlußgleichen Glattrohres verwendet.

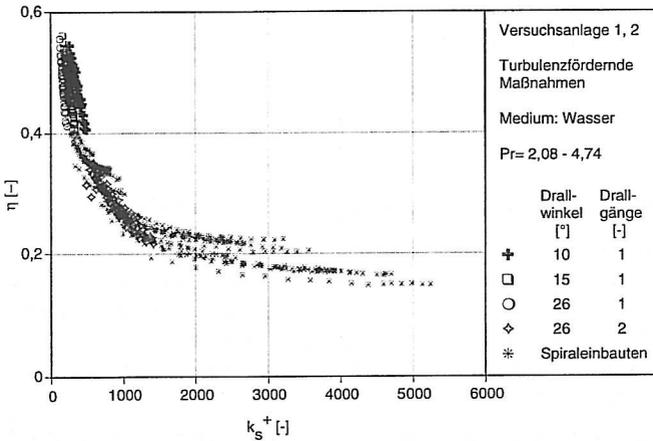


Bild 4.3-1: Experimentell ermittelte Wirkungsgrade der untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen auf den Wärmeübergang als Funktion des Rauigkeitsparameters k_s^+ (Wassermessungen)

Eine Betrachtung des Bildes 4.3-1 zeigt, daß die experimentell ermittelten Wirkungsgrade der Messungen mit Spiraleinbauten und Drallrohren durch eine gemeinsame Gleichung beschrieben werden können. Die erkennbaren Abweichungen resultieren größtenteils aus den unterschiedlichen Temperaturen (Prandtlzahlen) während der Messungen und werden mit steigendem Rauigkeitsparameter geringer. Eine allgemeingültige Darstellung der Meßergebnisse mit Wasser auf der Basis des Rauigkeitsparameters k_s^+ und des Wirkungsgrades η_{rauh} ist somit möglich.

Ein Vergleich der experimentellen Daten mit den nach Burck /B7/, Owen /O5/ und Dipprey /D1/ theoretisch zu erwartenden Werten (Gleichungen 2.42 bis 2.44) zeigt, daß mit keiner der drei Berechnungsgleichungen die eigenen experimentellen Daten zufriedenstellend abgebildet werden können. Die größten Übereinstimmungen existieren mit den nach Owen für den Typ einer „überlappenden“ Rauigkeit ermittelten Werten. Allerdings sind die experimentellen Daten zu niedrigeren Werten verschoben. Geringfügig schlechter ist die Anpassung nach Dipprey, dessen Vorhersagegleichung ebenfalls für den Typ der „überlappenden“ Rauigkeit gültig ist. Die nach Burck für den „integralen Rauigkeitstyp“ berechneten Daten weisen die größten Abweichungen auf.

Da die Wärmeübertragungsfläche beim Einsatz der Drallrohre verglichen mit dem hydraulisch glatten Rohr desselben Anschlußdurchmessers deutlich vergrößert ist (Kapitel 4.2), wäre bei diesem Typ der künstlich erzeugten Rauigkeit eine Übereinstimmung mit den Prognosewerten nach Burck zu erwarten. Stattdessen stimmen die Werte mit den Messungen mit Spiraleinbauten überein und zeigen den Verlauf eines „überlappenden“ Rauigkeitstyps. Die Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften beider untersuchter Rauigkeitstypen bei Einsatz von Wasser läßt sich somit in erster Linie auf die induzierten Turbulenzbewegungen zurückführen.

Generell liegen die gemessenen Werte für η bei Einsatz von Wasser verglichen mit den aus der Literatur für Rauigkeitsparameter gleicher Größenordnung bekannten niedriger. Die vielfach in der Literatur diskutierte überdurchschnittliche Steigerung des Wärmeübergangs, die durch die Ausbildung einer rotierenden Sekundärströmung durch die eingesetzten spiralförmigen Einbauten bzw. ihrer Ausbildung in den Ausbuchtungen der Drallrohre erklärt wird, kann hier für Wasser nicht bestätigt werden. Da die in dieser Arbeit ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten beim Einsatz von Spiraleinbauten verglichen zu anderen aus der Literatur bekannten Wasserdaten vergleichsweise hoch liegen (Bild 4.1-2: Gegenüberstellung der Meßdaten mit den vorausgerechneten Werten nach Kumar und Judd /K10/), ist die Ausbildung einer Sekundärströmung bei den vorangegangenen Autoren ebenfalls unwahrscheinlich.

Das Ergebnis der Anpassung der Koeffizienten der Gleichung von Owen (Gleichung 4.8) an die eigenen Meßdaten mit Wasser in Drallrohren und bei Einsatz von Spiraleinbauten ist in Tabelle 4.3-1 angegeben. Das multiple Bestimmtheitsmaß beträgt 0,955; der Gültigkeitsbereich liegt innerhalb der Grenzen $2,0 < Pr < 4,8$ und $130 < k_s^+ < 5250$.

$$\eta = \frac{a_1 + a_2 \cdot \sqrt{\frac{\xi_{\text{glatt}}}{8}} (Pr^{(2/3)} - 1)}{1 + \sqrt{\frac{\xi_{\text{rauh}}}{8}} (a_3 \cdot k_s^{+0,4} \cdot Pr^{0,8}) + a_5 \cdot \frac{\xi_{\text{rauh}}}{8}} \quad (4.8)$$

$$k_s^+ = \frac{k_s}{\delta} \quad (4.9)$$

Tab. 4.3-1: Statistisch ermittelte Parameter der Bestimmung des Wirkungsgrades für den Einsatz der hier untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen (Spiraleinbauten und Drallrohre) auf den Wärmeübergang nach Owen

Parameter	Wert
a_1	0,4560
a_2	7,3127
a_3	0,4586
a_4	0,3861
a_5	-5,3726

Auf diese Weise können die Meßdaten mit einer Genauigkeit von durchschnittlich $\pm 10\%$ bezogen auf den Vorhersagewert beschrieben werden. Die maximalen Abweichungen von der Vorhersagegleichung liegen in einem Bereich von $\pm 20\%$. Eine Vorausberechnung der Wirkungsgrade der untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen mittels Gleichung 4.8 und den in Tabelle 4.3-1 aufgelisteten Parametern ist somit mit hinreichender Genauigkeit möglich. Bei bekannter Widerstandscharakteristik der jeweiligen turbulenzfördernden Maßnahme (Tabelle 4.1-1 für die Messungen mit Spiraleinbauten und Gleichung 4.4 für die Messungen mit Drallrohren) kann auf diese Weise mittels den aus der Literatur bekannten Vorhersagegleichungen zur Berechnung des Widerstandsbeiwerts $\xi_{\text{glatt},0}$ sowie der Nusseltzahl $Nu_{\text{glatt},0}$ in

einem hydraulisch glatten Rohr desselben Anschlußdurchmessers, die bei Einsatz der turbulenzfördernden Maßnahme zu erwartende Nusseltzahl $Nu_{\text{rauh},0}$ ermittelt werden.

4.3.2 Kritische Wandschubspannung des Lösungsmittels zur Vorhersage des Wirkungszusammenbruchs

Eine der wichtigsten Größen zur Beurteilung der Auswirkungen eines Reibungsminderereinsatzes in der Praxis ist der Zustandspunkt, an dem das Tensid seine widerstandsvermindernden Eigenschaften verliert. In der Vergangenheit hat sich hierzu die kritische Wandschubspannung des Lösungsmittels als geeignete Beschreibungsgröße sowohl in hydraulisch glatten als auch technisch rauhen Rohren bewährt /A1, F2/. In den Bildern 4.3-2 und 4.3-3 werden die im Rahmen dieser Arbeit experimentell ermittelten Daten den nach Fankhänel /F2/ berechneten kritischen Wandschubspannungen gegenübergestellt (Gleichungen 2.57 bis 2.61).

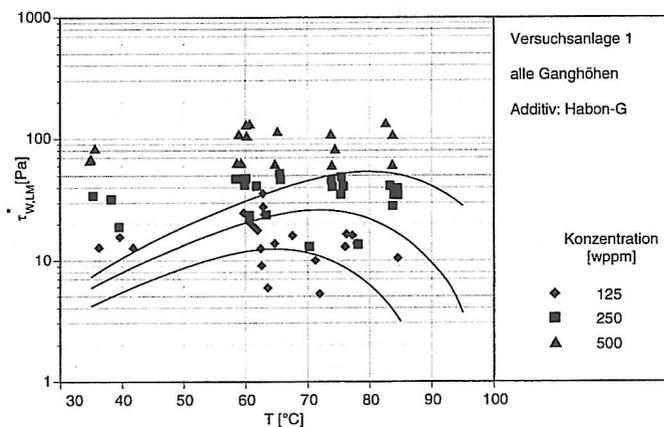


Bild 4.3-2: Vergleich der kritischen Wandschubspannungen des Lösungsmittels bei Einsatz von Spiraleinbauten mit den nach Fankhänel /F2/ berechneten Daten

Es zeigt sich, daß die kritischen Wandschubspannungen bei Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen in derselben Größenordnung liegen wie in einem hydraulisch glatten Rohr und daher zur Vorhersage des Wirkungszusammenbruchs verwendet werden können. Sehr gute Übereinstimmungen werden bei den Drallrohren erzielt, während bei den Messungen mit Spiraleinbauten größere Abweichungen auftreten. Dies betrifft insbesondere die bei vergleichsweise hohen Konzentrationen von 500 wppm Habon-G und niedrigen mittleren Fluidtemperaturen bestimmten kritischen Wandschubspannungen.

Hierbei ist zu beachten, daß die kritischen Zusammenbruchspunkte bei niedrigen mittleren Fluidtemperaturen in der Versuchsserie 1 ermittelt werden, bei Eintrittstemperaturen von 30°C primärseitig und 60°C sekundärseitig. Die Temperaturdifferenz zwischen Sekundär- und

Primärseite ist mit 30°C sehr groß und bewirkt ein deutliches Temperaturgefälle zwischen der Wand- und der mittleren Fluidtemperatur. Letzteres kann als Erklärung für die insbesondere bei niedrigen Temperaturen zu beobachtenden Abweichungen von der vorhergesagten kritischen Wandschubspannung herangezogen werden. In den wandnahen Bereichen mit höheren Temperaturen ist bei Betriebsbedingungen unterhalb des Maximums der kritischen Wandschubspannung des Lösungsmittels die mechanische Belastbarkeit der Tensidlösungen größer als in den weiter innen liegenden Gebieten. Verglichen mit einer isothermen Strömung verschiebt sich der Wirkungszusammenbruch zu höheren Reynoldszahlen bzw. höheren kritischen Wandschubspannungen des Lösungsmittels. Vergleichbare Effekte treten auch in Plattenwärmeübertragern auf [K2].

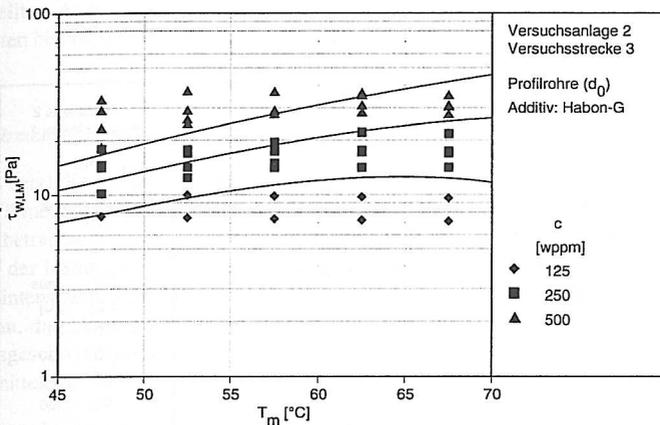


Bild 4.3-3: Vergleich der kritischen Wandschubspannungen des Lösungsmittels bei Einsatz von Drallrohren mit den nach Fankhänel /F2/ berechneten Daten

Unter der Voraussetzung kleiner Temperaturspreizungen zwischen Sekundär- und Primärseite kann jedoch der Wirkungszusammenbruch wässriger Tensidlösungen bei typischen Einsatzkonzentrationen durch die kritische Wandschubspannung des Lösungsmittels nach Fankhänel (Gleichungen 2.56 - 2.60) hinreichend exakt berechnet werden. Sind weiterhin die maximalen Wärmeübergangsverminderungen bekannt (Kapitel 4.1, Gleichung 4.4 mit $f_T=0,4$ bei Einsatz von Spiralbauten und Kapitel 4.2, Gleichung 4.6 bei Einsatz von Drallrohren) können mit den in Kapitel 4.3.1 beschriebenen Zusammenhängen die notwendigen Auslegungsrechnungen für eine Nachrüstung eines vorhandenen Wärmeaustauschers mit turbulenzfördernden Maßnahmen durchgeführt werden.

5 Lokale Wärmeübergangsmessungen

5.1 Ergebnisse der Messungen mit Wasser

Wandtemperaturverlauf

Die Grundlage der nachfolgend dargestellten lokalen und integralen Wärmeübergangskoeffizienten ist die Messung der Wandtemperaturen während der Erwärmung der Versuchslösung durch eine elektrische Beheizung von außen mit konstantem Wärmeeintrag pro Längeneinheit. Bild 5.1-1 zeigt den Verlauf der Wandtemperaturen über der Meßstreckenlänge für Wasser am Beispiel der Messungen mit einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s. Die defekten Wandtemperaturmessungen in einem Abstand von 1,4 m, 1,6 m, 2,5 m, 6 m und 8 m sind nicht eingezeichnet.

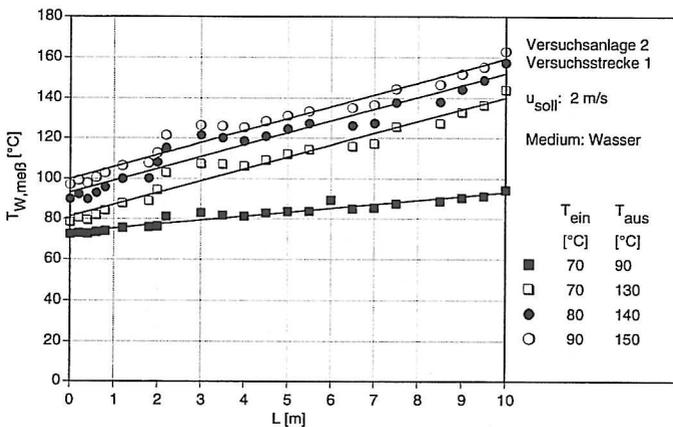


Bild 5.1-1: Verlauf der Wandtemperaturen bei Einsatz von reinem Wasser und einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s

Da eine Beeinflussung der Meßergebnisse durch hydrodynamische Einlaufeffekte ($x/d > 80$) konstruktiv ausgeschlossen ist und die Heizleiter eine konstante Wärmemenge pro Längeneinheit abgeben, sind die zwei Haupteinflussfaktoren auf den Wandtemperaturverlauf der örtliche Verlustwärmestrom an die Umgebung und die lokalen Wärmeübergangsbedingungen an der Rohrwandinnenseite. Der Verlustwärmestrom ist in erster Näherung konstant über der Rohrlänge (Kapitel 3.4.2). Ähnliches gilt für die radialen Turbulenzintensitäten, durch die die lokalen Wärmeübergangsbedingungen entscheidend beeinflusst werden. Da keine hydrodynamischen Einlaufeffekte auftreten, sind die radialen Turbulenzschwankungen und daher auch die lokalen Wärmeübergangsbedingungen in erster Näherung als konstant zu betrachten. Deshalb ist mit einem linearen Verlauf der Wandtemperaturen zu rechnen, was durch die Meßergebnisse (Bild 5.1-1) im Rahmen der zu erwartenden Genauigkeit bestätigt wird.

Eventuelle Abweichungen haben ihre Ursache in den statistischen Schwankungen der Meßdaten sowie in der gewählten Anbringungsform der Thermoelemente (Kapitel 3.1). Da die Punktschweißung der Thermoelemente von Hand erfolgte, liegen einzelne Temperaturmessungen fertigungsbedingt näher an den Heizdrähten als geplant und es werden höhere Temperaturen gemessen als in einem größeren Abstand von der elektrischen Wärmequelle. Dies ist z.B. in einem Abstand von ca. 2,5 m deutlich zu erkennen (Bild 5.1-1). Weiterhin kommt es durch die Schweißung zu geringfügigen Gefügeänderungen des Materials, die den Wärmefluß durch die Rohrwand beeinflussen und eine weitere Fehlerquelle darstellen.

Zur weiteren Auswertung werden im folgenden die Meßdaten der lokalen Wandtemperatur durch Ausgleichsfunktionen beschrieben. Auf diese Weise lassen sich Unstetigkeiten im Verlauf der Meßwerte ausgleichen, wodurch die Grundlage für die Anwendung der in Kapitel 3 dargestellten Auswertungsmethode und die Bestimmung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei Wasser und bei Tensidlösungen geschaffen wird.

Lokale Wärmeübergangskoeffizienten

Bild 5.1-2 zeigt die bei unterschiedlichen mittleren Strömungsgeschwindigkeiten ermittelten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten der Versuchsreihe 1. Die Fluidein- und -austrittstemperaturen betragen 70°C bzw. 130°C. Mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit steigen die Werte der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten an. Dies wird durch die Zunahme der Turbulenzintensitäten verursacht. Die einzelnen Kurven steigen über der Rohrlänge betrachtet zunächst an, durchlaufen ein Maximum und sinken anschließend wieder ab. Bei den hohen Strömungsgeschwindigkeiten liegen die Werte am Meßstreckenende unterhalb der am Rohreintritt ermittelten.

Die Meßanordnung ist so konstruiert, daß die hydrodynamischen Einlaufvorgänge bei newtonschen Fluiden außerhalb der Meßstrecke stattfinden. Gleichzeitig beträgt der Wert der thermischen Einlaufänge in dimensionslosen Koordinaten (x/d) 20 (Kapitel 2.2.3, $/M2/$), so daß der thermische Einlauf 80 mm bei Wasser nach dem Fluideintritt in das Rohr abgeschlossen ist. Thermische Einlaufeffekte können somit ebenso wie hydrodynamische als Ursache des beobachteten kurvenförmigen Verlaufs der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten ausgeschlossen werden.

Wahrscheinlicher ist eine Beeinflussung des Wärmeübergangskoeffizienten durch die Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten. In diesem Fall müßten vergleichbare Tendenzen auch bei Anwendung der aus der Literatur bekannten Gleichungen zur Berechnung lokaler Wärmeübergangskoeffizienten zu beobachten sein. Aus diesem Grund und zur Plausibilitätsüberprüfung der in dieser Arbeit ermittelten Werte, erfolgt in Bild 5.1-3 eine Gegenüberstellung mit den Berechnungsergebnissen nach Gnielinski (Gleichungen 2.32 und 2.33) und Petukhov (Gleichung 2.37). Von diesen beiden Vorhersagegleichungen bezieht sich die Formel nach Gnielinski auf den integralen Wärmeübergangskoeffizienten, der in Bild 5.1-3 als konstante Größe eingezeichnet ist. Demgegenüber sind die mit Gleichung 2.37 nach Petukhov berechneten Werte eine Funktion der Rohrlänge.

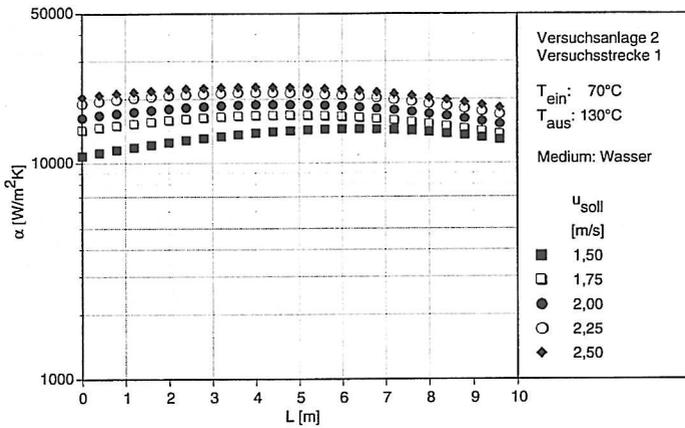


Bild 5.1-2: Lokale Wärmeübergangskoeffizienten als Funktion der mittleren Strömungsgeschwindigkeit bei Wassermessungen

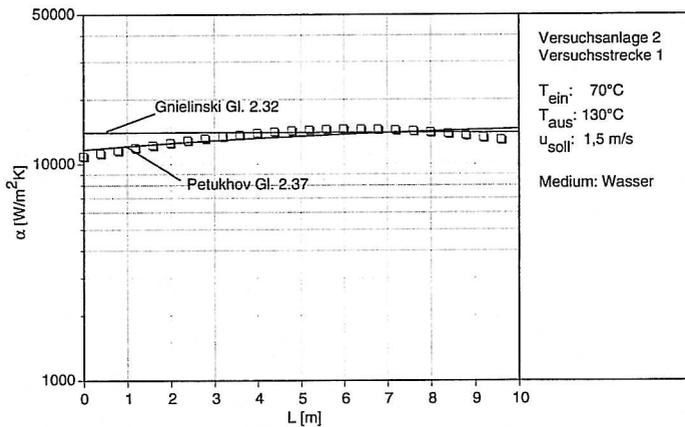


Bild 5.1-3: Vergleich der experimentellen Daten mit Literaturwerten

In der Größenordnung stimmen die in dieser Arbeit experimentell ermittelten Werte mit den Literaturdaten überein. Zusätzlich läßt die Betrachtung der Daten von Petukhov den disku-

tierten Einfluß der Stoffdaten auf den lokalen Wärmetransportkoeffizienten erkennen. Die berechneten Daten nehmen mit der Rohrlänge zu, wobei die Steigung zum Ende der Meßstrecke abnimmt. Hieraus resultiert ein kurvenförmiger Verlauf, der im Vergleich zu den experimentellen Daten weniger ausgeprägt ist. Dennoch ist die Übereinstimmung der Meßdaten mit den Literaturwerten sowohl hinsichtlich der Größenordnung als auch der Abhängigkeit von der Ortskoordinate im Rahmen der für Wärmeübergangsmessungen üblichen Meßgenauigkeit ausgezeichnet.

5.2 Ergebnisse der Messungen mit wässrigen Tensidlösungen

5.2.1 Wandtemperaturverlauf

Bei der Erwärmung einer wässrigen Tensidlösung über die thermische Belastungsgrenze hinaus, ist ein typischer Verlauf der Wandtemperatur zu beobachten. Dieser wird exemplarisch für eine Messung der Versuchsreihe 1 bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 1 m/s in Bild 5.2-1 gezeigt. Die Tensidkonzentration beträgt 125 wppm. Das Fluid tritt aus dem Vorratsbehälter mit einer Eintrittstemperatur von 70°C, die innerhalb des wirksamen Temperaturbereichs des verwendeten Habon-G liegt, in die Heizstrecke ein. Die scherinduzierte Struktur dämpft die radialen Turbulenzbewegungen und es kommt zu einer Verschlechterung der Wärmeübergangseigenschaften. Im Vergleich zur ebenfalls eingezeichneten Wassermessung liegt die Wandtemperatur bei Tensideinsatz daher bereits am Rohreintritt höher. Im weiteren Verlauf der Meßstrecke steigen die Werte bei Einsatz der Tensidlösung überproportional an, bis bei einer Länge von gut 1 m ein lokales Maximum der Wandtemperatur erreicht wird.

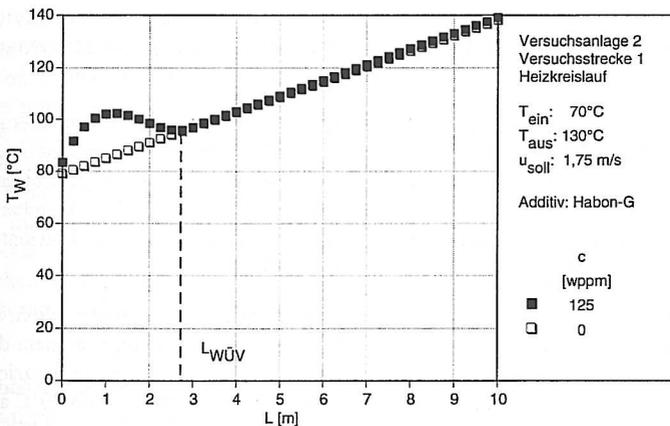


Bild 5.2-1: Typischer Verlauf der Wandtemperaturen bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze einer wässrigen Habon-G-Lösung

Infolge der elektrischen Beheizung sind die pro Längeneinheit an das Fluid übertragenen Wärmeströme bei der Messungen mit Tensidlösung und Wasser identisch. Im stationären Fall ist daher ein paralleler Verlauf der Wasser- und der leicht erhöhten Tensiddaten zu erwarten. Der hier beobachtete anfänglich deutlich steilere Anstieg der Tensidkurve deutet auf thermische Einlauffeffekte hin, bei denen die radialen Turbulenzintensitäten mit steigendem Abstand vom Rohreintritt zunehmend gedämpft werden. Bei einer Länge von 1 m liegt die Wandinnentemperatur mit 95°C in der Nähe der maximalen thermischen Belastungsgrenze des Habon-G. Es kommt zu einer lokal begrenzten Auflösung der scherinduzierten Struktur. Das Maximum der gemessenen Wandtemperaturen ist daher nicht zwangsläufig mit der thermischen Einlaufänge identisch.

Sobald es örtlich begrenzt zu einer Auflösung der scherinduzierten Struktur kommt, verbessert sich der Wärmeübergang insbesondere in den turbulenten Bereichen. Die Temperaturdifferenz zwischen Wand- und Fluidtemperatur wird geringer und Wasser- und Tensiddaten nähern sich einander. Bei einer Rohrlänge von knapp drei Metern ist kein Unterschied zwischen Wasser- und Tensiddaten mehr feststellbar. An diesem Punkt werden die für den Wärmeübergang entscheidenden radialen Turbulenzbewegungen in Wandnähe durch die scherinduzierte Struktur nicht mehr beeinflusst. Die Lösung zeigt bzgl. ihres Wärmeübergangsverhaltens newtonsche Eigenschaften. Das Ende des Bereichs, in dem wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften zu beobachten sind, ist mit Überschreiten der Länge $L_{wÜV}$ erreicht. Für Längen oberhalb von $L_{wÜV}$ verlaufen die Wasser- und Tensidkurve deckungsgleich.

Die Flüssigkeitsführung innerhalb der Versuchsanlage hat weder einen qualitativen noch einen quantitativen Einfluß auf die oben beschriebenen Zusammenhänge. Unabhängig davon, ob die Flüssigkeit ausgehend vom Vorratsbehälter zunächst durch die Kühl- oder Heizstrecke geleitet wird, werden identische Meßergebnisse beobachtet. Mizellaufbau und -zerstörung laufen im variierten Bereich offenbar mit einer so großen Geschwindigkeit ab, daß der Vorgang innerhalb des Zeitraums von ca. 1 s zwischen Austritt aus einer und Eintritt in die folgende Meßstrecke abgeschlossen ist. Es kommt zu keiner signifikanten Beeinflussung der Wandtemperaturen. Die nachfolgend dargestellten und diskutierten Meßergebnisse entstammen Messungen, bei denen die Lösung zunächst die Heizstrecke durchströmt.

Für einen Vergleich von Messungen unterschiedlicher Ein- und Austrittstemperaturen wird die tensidbedingte Erhöhung der Wandtemperaturen ΔT_w , d.h. die Differenz zwischen den bei Einsatz von Wasser und Tensidlösung gemessenen Wandtemperaturen betrachtet. Den Einfluß der gewählten Ein- und Austrittstemperaturen auf den Verlauf der Wandtemperaturen zeigt Bild 5.2-2 am Beispiel der Meßreihen mit einer Tensidlösung der Konzentration von 250 wppm. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit beträgt 2 m/s.

Mit steigenden Ein- und Austrittstemperaturen verschieben sich sowohl der Punkt, an dem die maximale Erhöhung der Wandtemperaturen auftritt, als auch derjenige, an dem die Lösung wieder newtonsches Verhalten zeigt, näher zum Rohreintritt. Gleichzeitig reduziert sich die maximale Temperaturerhöhung von 18°C bei einer Eintrittstemperatur von 70°C auf 8°C bei einer Eintrittstemperatur von 90°C. Dieses Verhalten ist durch zwei Effekte erklärbar. So wird der Wert der maximalen Widerstandsverminderung und Wärmeübergangsverminderung für Temperaturen nahe der oberen thermischen Belastungsgrenze nicht mehr erreicht /F2, W3/. Die Folge sind geringere Temperaturerhöhungen bei der vergleichsweise hohen Eintrittstemperatur von 90°C. Weiterhin liegt bei dieser und der Messung mit einer Eintrittstemperatur

von 80°C der Punkt, an dem in Wandnähe die scherinduzierte Struktur bereits aufgehoben wird, näher am Rohreintritt. Das Maximum der tensidbedingten Temperaturerhöhung tritt daher in einem geringeren Abstand zum Rohreintritt auf.

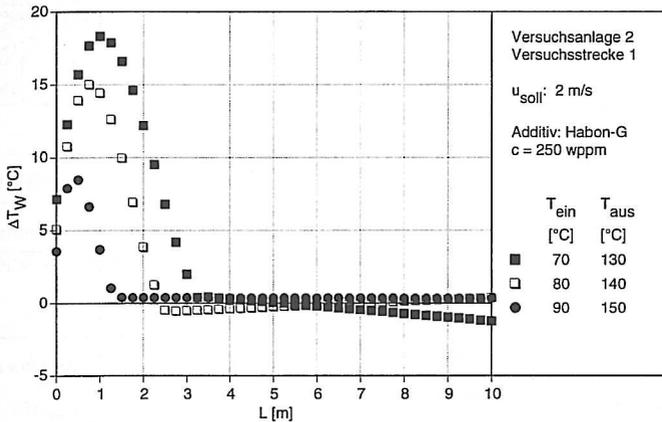


Bild 5.2-2: Tensidbedingte Erhöhung der Wandtemperaturen bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze einer wässrigen Habon-G-Lösung

Die Ergebnisse der Messungen mit Eintrittstemperaturen von 70°C und Austrittstemperaturen von 90°C sind in Bild 5.2-3 dargestellt. Qualitative Aussagen sind wegen der geringen übertragenen Wärmeströme und der hierdurch bedingten niedrigen Temperaturdifferenzen problematisch. Sie werden daher in erster Linie qualitativ diskutiert. Bei einer Tensidkonzentration von 125 wppm (Bild 5.2-3 a) ist eine deutliche Beeinflussung der Wärmeübertragungseigenschaften bei den Messungen mit Strömungsgeschwindigkeiten von 1,5 und 1,75 m/s zu erkennen. Es kommt zu einer tensidbedingten Temperaturerhöhung im Anfangsbereich der Rohrstrecke. Die Werte steigen bis zu einer Länge von ca. 1 m steil an. Anschließend fällt die Kurve langsam bis auf Wasserwerte ab; diese werden bei ca. 8 m erreicht. Im letzten Teilstück der Strecke verlaufen Wasser- und Tensiddaten praktisch deckungsgleich. Verglichen mit den oben gezeigten Messungen bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze des Tensids liegen die maximalen tensidbedingten Temperaturerhöhungen mit 5 bis 6 °C aufgrund der geringeren Wärmestromdichte deutlich niedriger.

Bei den höheren Strömungsgeschwindigkeiten sind die Temperaturdifferenzen zwischen der Wasser- und der Messung einer auf 125 wppm konzentrierten Tensidlösung so gering, daß sie kaum von den üblichen stochastischen Schwankungen der Temperaturmessungen aufzulösen sind. So ist zwar bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s noch eine leichte Erhöhung der Wandtemperaturen durch den Tensideinsatz zu erkennen; eine Abgrenzung des beein-

flußten Bereichs ist aber nicht mehr möglich. Bei den höchsten untersuchten Strömungsgeschwindigkeiten von 2,25 und 2,5 m/s kann keine Beeinflussung mehr nachgewiesen werden.

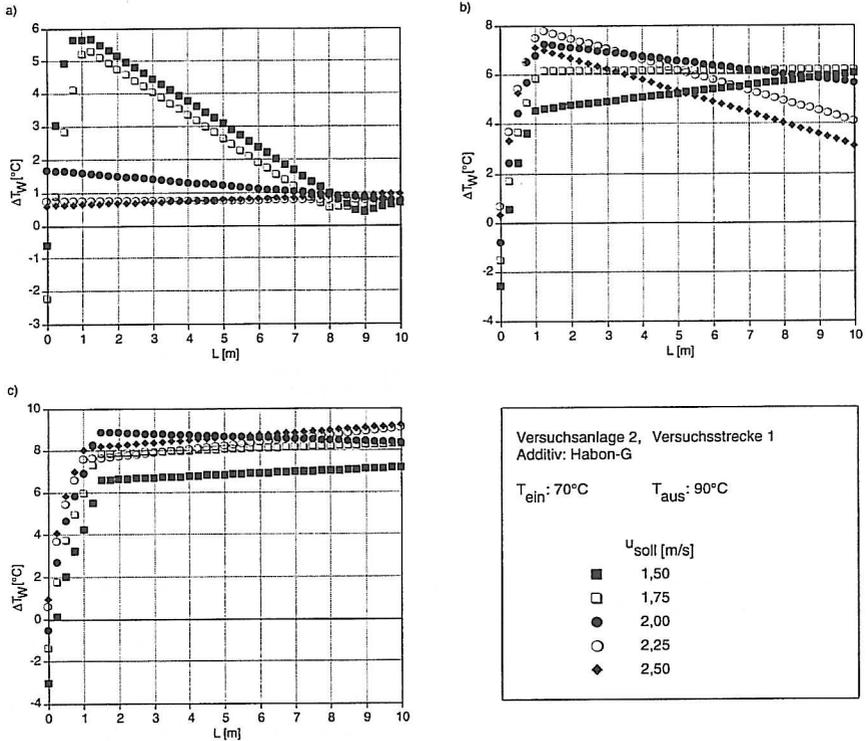


Bild 5.2-3: Tensidbedingte Erhöhung der Wandtemperaturen ohne Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze wässriger Habon-G-Lösungen

- a) $c = 125$ wppm
b) $c = 250$ wppm
c) $c = 500$ wppm

Bei Tensidkonzentrationen von 250 und 500 wppm sind die Effekte aufgrund der größeren Temperaturdifferenz zwischen Wasser- und Tensidmessungen meßtechnisch besser aufzulösen. Bei keiner der Messungen ist ein Wirkungszusammenbruch zu beobachten (Bild 5.2-3 b und c). Zu Beginn der Meßstrecke steigt bei allen Messungen die tensidbedingte Temperaturerhöhung zunächst steil an. Anschließend flacht die Kurve deutlich ab und verläuft linear bis zum Rohraustritt. Der Verlauf der Kurven bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten von 2,25 und 2,5 m/s und einer Tensidkonzentration von 250 wppm ähnelt hierbei dem der weiter oben beschriebenen Messungen bei 125 wppm und Strömungsgeschwindigkeiten von 1,5 m/s und 1,75 m/s. Nach Durchlaufen eines Maximums sinken die Werte langsam ab. Dies deutet auf lokal begrenzte Auflösungserscheinungen der scherinduzierten Struktur hin, wobei es erst

in einer gedachten Verlängerung der Meßstrecke zu einem kompletten Verlust der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften käme.

Dieses Verhalten ist weder bei Einsatz der Tensidlösung mit einer Konzentration von 250 wppm bei den niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten noch bei einer Meßreihe der höherkonzentrierteren Tensidlösung zu beobachten. Bei diesen Messungen stellt sich ab einer Länge von ca. 1,5 m ein konstanter Abstand zu den Wasserdaten ein. Die Kurven verlaufen annähernd parallel zur x-Achse, da der thermische Einlaufvorgang abgeschlossen ist. Der Bereich der maximalen Wärmeübergangsverminderung ist erreicht.

Thermische Einlauflänge

Die Bestimmung der thermischen Einlauflänge L_{th} kann nach Kwack et al. /K11/ durch die Auftragung der dimensionslosen Temperatur

$$\theta = \frac{(T_w - T_n)_{x/d}}{(T_w - T_n)_{aus}}, \quad (5.1)$$

mit T_w = Wandtemperatur und

T_n = Temperatur im Flüssigkeitsinneren in hinreichendem Abstand von der Wand, die in erster Näherung mit der mittleren Fluidtemperatur gleichgesetzt werden kann

über der dimensionslosen Länge x/d erfolgen. Das Ende der thermischen Einlauflänge ist erreicht, wenn θ den Wert 1 annimmt. Diese Methode ist bei den im Rahmen dieser Arbeit dargestellten Messungen nicht anwendbar, da auch bei den Messungen mit Eintrittstemperaturen von 70°C und Austrittstemperaturen von 90°C Auflösungserscheinungen der scheringinduzierten Struktur zu beobachten sind. Die Differenz $(T_w - T_n)$ am Rohraustritt (Index: aus) wäre bei Einsatz der Tensidlösung (Index T) die falsche Bezugsgröße zur Bildung der dimensionslosen Temperatur θ .

Außerhalb der thermischen Einlaufstrecke verlaufen die gemessenen Wandtemperaturen der wässrigen Tensidlösungen parallel zu den Wasserdaten (Bild 5.2-3 b und c) sofern die Temperaturen innerhalb des thermischen Wirkungsbereichs liegen. Daher kann die tensidbedingte Temperaturerhöhung zur Bestimmung der thermischen Einlauflänge herangezogen werden. Mit der Beziehung

$$\Delta T_w = (T_{w,T} - T_{w,H_2O}) = \text{konst.} \quad (5.2)$$

kann Gleichung 5.1 für große x/d -Werte wie folgt geschrieben werden:

$$\begin{aligned} \theta_T &= \frac{(T_{w,T} - T_{n,T})_{x/d}}{(T_{w,T} - T_{n,T})_{aus}} \\ &= \frac{(T_{w,H_2O} + \Delta T_w - T_{n,T})_{x/d}}{(T_{w,H_2O} + \Delta T_w - T_{n,T})_{aus}}. \end{aligned} \quad (5.3)$$

Gleichzeitig gilt aufgrund des konstanten Wärmeeintrags an jeder Stelle der Versuchsstrecke sowie aufgrund der im Vergleich zu den Wassermessungen bei Tensideinsatz gleichen Eintrittstemperaturen und Massenströme:

$$T_{n,T} = T_{n,H_2O} \quad (5.4)$$

Gesucht ist die Stelle x/d an der die dimensionslose Temperatur θ zu 1 wird, d.h. an der Zähler und Nenner in Gleichung 5.3 denselben Wert annehmen. Hieraus folgt bei Verwendung von Gleichung 5.4 die Beziehung

$$\left(T_{W,H_2O} + \Delta T_W + T_{n,H_2O} \right)_{x/d} = \left(T_{W,H_2O} + \Delta T_W + T_{n,H_2O} \right)_{aus} \quad (5.5)$$

welche sich außerhalb der thermischen Einlaufänge von Wasser auf folgenden einfachen Ausdruck reduziert:

$$\left(\Delta T_W \right)_{x/d} = \left(\Delta T_W \right)_{aus} \quad (5.6)$$

Jenseits der in der Meßanordnung bei 80 mm (Kapitel 2.2.3, /M2/) endenden thermischen Einlaufänge von Wasser kann die Einlaufänge der Tensidlösung somit durch eine Betrachtung der tensidbedingten Temperaturerhöhung ermittelt werden. Der Bereich der Einlaufänge L_{th} wird verlassen, sobald ΔT_W einen konstanten Wert annimmt. Stellen sich, wie z.B. bei den Messungen bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze des Tensids, keine konstanten tensidbedingten Temperaturerhöhungen ein, gibt die Stelle an der ΔT_W maximal wird, einen Anhaltswert bzgl. des Minimalwerts von L_{th} . Tabelle 5.2-1 gibt einen Überblick über die nach der beschriebenen Methode ermittelten thermischen Einlaufängen in dimensionslosen Koordinaten (x/d).

Eine Betrachtung der Tabelle 5.2-1 zeigt, daß die thermische Einlaufänge ebenso wie die hydrodynamische Einlaufänge bei Einsatz wässriger Tensidlösungen höhere Werte annimmt als bei newtonschen Flüssigkeiten. Je nach Strömungsgeschwindigkeit, Tensidkonzentration und Temperatur erreichen die Minimalwerte der thermischen Einlaufänge dimensionslose Längen von 250 bis 350. Sie liegen somit in ähnlichen Größenordnungen wie in Polymerlösungen /K11/, wobei ein Anstieg der thermischen Einlaufänge mit zunehmender Tensidkonzentration zu beobachten ist.

Gleichzeitig scheint ein Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit erkennbar. Hierbei ist zu beachten, daß eine Vielzahl der Werte nur den Minimalwert bzgl. der thermischen Einlaufänge darstellt. Für die beobachtete Verringerung der thermischen Einlaufänge mit steigender Strömungsgeschwindigkeit gibt es daher mehrere Erklärungsansätze. So verliert das Tensid z.B. mit steigender Strömungsgeschwindigkeit bei niedrigeren Temperaturen seine widerstandsvermindernden Eigenschaften (Bild 2.2-8). Folglich verschiebt sich der Punkt, an dem die Auflösung der scherinduzierten Struktur beginnt, näher an den Rohraustritt. Der tatsächliche Wert der thermischen Einlaufänge läge in diesem Fall oberhalb des nach der beschriebenen Methode ermittelten Minimalwerts. Aus dem hier beobachteten Anstieg der Mindestwerte der thermischen Einlaufänge kann daher nicht sicher auf einen Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit auf die thermische Einlaufänge geschlossen werden.

Tab. 5.2-1: Thermische Einlaufängen L_{th} bei den Versuchen mit wässrigeren Habon-G-Lösungen unterschiedlicher Konzentrationen

c [wppm]	$(x/d)_{L_{th}} [-]^0$		Strömungsgeschwindigkeit				
	T_{cin} [°C]	T_{aus} [°C]	1,5 [m/s]	1,75 [m/s]	2 [m/s]	2,25 [m/s]	2,5 [m/s]
	125	70	90	252,5	260	- ii)	- ii)
	70	130	228	223	140	184	151
	80	140	155	125	137	49	-
	90	150	62	-	-	-	-
250	70	90	253	267	273	268	223
	70	130	278	255	255	277	276
	80	140	252	261	225	247	242
	90	150	175	150	145	123	105
500	70	90	351	332	333	248	255
	70	130	361	353	345	335	391
	80	140	259	289	274	237	270
	90	150	184	178	174	190	170

- i) Die kursiv gedruckten Werte sind Minimalwerte der thermischen Einlaufänge, da die tensidbedingte Temperaturerhöhung keinen konstanten Wert annimmt
 ii) Eine Bestimmung von L_{th} war aufgrund des Wandtemperaturverlaufs nicht möglich

Die von Kleuker und Laurenzis /K3/ bestimmten hydrodynamischen Einlaufängen wässriger Tensidlösungen liegen bei den Messungen jenseits der kritischen Belastungsgrenze unabhängig von der Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit und Tensidkonzentrationen bei dimensionslosen Längen von 150. Im Bereich des Wirkungszusammenbruchs wurden auch deutlich höhere Werte ermittelt. Da die Untersuchungen dieser Arbeit nahezu ausnahmslos in der Nähe des Wirkungszusammenbruchs durchgeführt wurden, kann keine belastbare Aussage über das Verhältnis zwischen hydrodynamischer und thermischer Einlaufänge bei Einsatz wässriger Tensidlösungen gemacht werden.

Eine eindeutige Aussage wäre nur anhand weiterer Untersuchungen möglich, bei denen die Wandtemperaturen in einem hinreichend großen Abstand von der oberen oder unteren thermischen Belastungsgrenze des untersuchten Tensidsystems liegen. Das Versuchsprogramm dieser Arbeit ist auf die Untersuchung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei Überschreiten der oberen thermischen Belastungsgrenze des Tensids ausgerichtet (Kap. 3.3.2).

Eine Verifizierung der Aussagen müßte daher mittels eines zusätzlichen Versuchsprogramms mit geänderter Zielsetzung erfolgen.

5.2.2 Bereich wirksamer Tensidlösungen

Verliert eine wässrige Tensidlösungen während ihres Einsatzes in Wärmeübertragern durch Temperaturerhöhung ihre wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften, sind zwei Aspekte von besonderer Bedeutung. Der erste betrifft die Ausdehnung des Bereichs, in dem eine Beeinflussung der Wärmeübergangseigenschaften zu beobachten ist und der zweite das Ausmaß der Beeinflussung. Eine Abgrenzung des beeinflussten Bereichs erfolgt durch die Bestimmung des Punktes, an dem die Tensidaten in Strömungsrichtung betrachtet wieder mit den Wasserdaten übereinstimmen. Er wird nachfolgend durch die in Bild 5.2-1 eingeführte Länge L_{wUV} beschrieben.

In Bild 5.2-4 wird der Einfluß der mittleren Strömungsgeschwindigkeit auf die Ausdehnung des Bereichs mit wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften für alle untersuchten Tensidkonzentrationen dargestellt. Es sind die Daten aller Versuchsreihen, d.h. sowohl mit als auch ohne Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze, eingezeichnet.

Nachfolgend erfolgt zunächst die Diskussion der Versuche mit Eintrittstemperaturen von 70°C und Austrittstemperaturen von 90°C. Wie schon aus Bild 5.2-3 erkennbar, erstreckt sich der wirksame Tensidbereich bei hohen Tensideinsatzkonzentrationen über die gesamte Versuchsstrecke. Die Länge des beeinflussten Bereichs beträgt daher in den Messungen dieser Versuchsreihe bei Tensidkonzentrationen von 250 und 500 wppm durchgängig 10 m.

Eine Ausnahme bilden die Messungen bei einer Tensidkonzentration von 125 wppm. Insbesondere bei den niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten ist ein beeinflusster Bereich eindeutig zu identifizieren und zu quantifizieren, während bei mittleren Strömungsgeschwindigkeiten von 2,25 und 2,5 m/s keine überhöhten Wandtemperaturen bei Tensideinsatz erkennbar sind. Letzteres verwundert insbesondere deshalb, da bei diesen Geschwindigkeiten noch eine Beeinflussung des Wärmeübergangs bei den Versuchsreihen mit Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze und Eintrittstemperaturen von 70 und 80°C zu beobachten ist.

Bei diesen beiden Versuchsreihen treten durchschnittlich höhere Fluidtemperaturen auf. So liegt die Eintrittstemperatur in der Versuchsreihe mit einer Eintrittstemperatur von 80°C um 10°C höher. Gleichzeitig wird bei beiden Versuchsreihen mit Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze eine größere Wärmemenge in die Flüssigkeit eingebracht. Daher steigt die mittlere Fluidtemperatur um durchschnittlich 3°C pro Meter Rohrlänge stärker an als in den Versuchsreihen mit einer Temperaturerhöhung um 20°C. Demzufolge wäre aufgrund der Ergebnisse der Messungen mit Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze ebenfalls mit einem Auftreten wärmeübergangsvermindernder Eigenschaften bei der Versuchsreihe mit einer Temperaturerhöhung von 20°C zu rechnen. Allerdings ist zu beachten, daß bei den Messungen mit den geringen Temperaturerhöhungen über der Versuchsstrecke die Identifizierung eventueller Beeinflussungen wie bereits weiter oben beschrieben schwierig und in stärkerem Ausmaß fehlerbehaftet ist. Dies könnte eine signifikante Auflösung eventuell vorhandener wärmeübergangsvermindernder Eigenschaften verhindern.

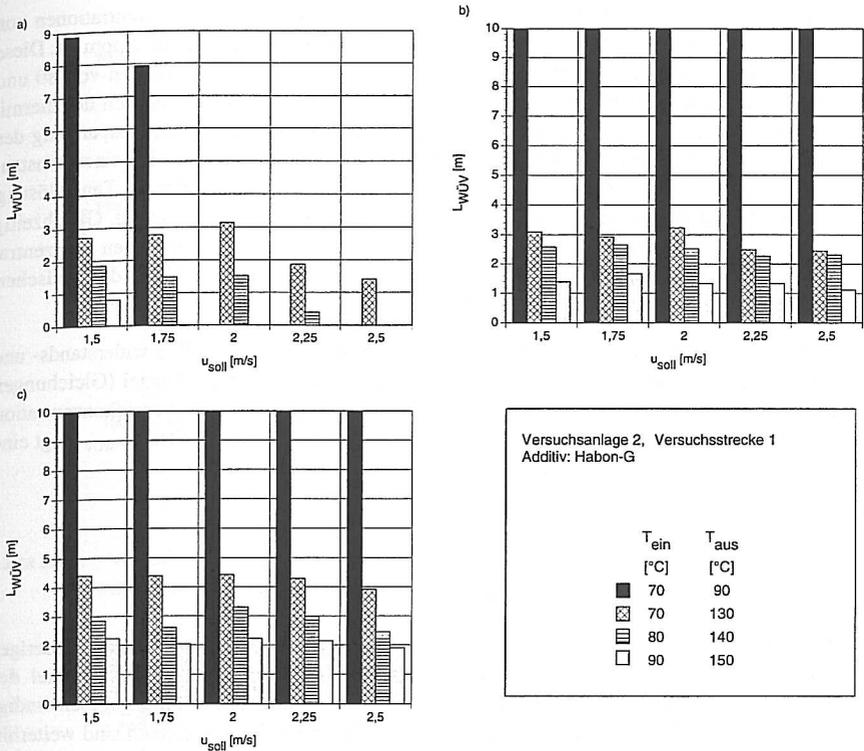


Bild 5.2-4: Einfluß der mittleren Strömungsgeschwindigkeit auf die Ausdehnung des Bereichs mit wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze wässriger Tensidlösungen in einem Wärmeübertragerrohr

- a) $c = 125$ wppm
 b) $c = 250$ wppm
 c) $c = 500$ wppm

Bei den Versuchsreihen mit Überschreitung der thermischen Belastungsgrenze des Habon-G wird der Bereich der Versuchsstrecke, in dem wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften zu beobachten sind, mit zunehmender Eintrittstemperatur und steigender Strömungsgeschwindigkeit immer kleiner. So tritt z.B. bei der niedrigsten Tensidkonzentration (125 wppm) bei einer Eintrittstemperatur von 90°C oberhalb von Strömungsgeschwindigkeiten von 1,75 m/s keine Wärmeübergangsverminderung mehr auf, während bei einer Eintrittstemperatur von 70°C auch bei der größten Strömungsgeschwindigkeit noch eine Beeinflussung identifiziert werden kann.

Mit steigender Tensidkonzentration weitet sich der beeinflusste Bereich erwartungsgemäß aus. Bei Tensidkonzentrationen von 250 und 500 wppm sind auch bei den hohen Strömungsgeschwindigkeiten und Eintrittstemperaturen von 90°C wärmeübergangsvermindernde Effekte zu beobachten. Die durchschnittliche Länge des beeinflussten Bereichs $L_{WÜV}$ steigt bei der

Meßreihe mit einer Eintrittstemperatur von 70°C von 2,5 m bei Einsatzkonzentrationen von 125 wppm auf Werte von 4 bis 4,5 m bei einer Tensidkonzentration von 500 wppm an. Diese Aussage gilt analog auch für die anderen Meßreihen mit Eintrittstemperaturen von 80 und 90°C. Tendenziell können die Meßergebnisse der Meßreihen bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze gut anhand der Kenngröße der kritischen Wandschubspannung des Lösungsmittels erklärt werden. Mit zunehmender Konzentration kommt es bei einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit zu einer Erhöhung der Temperatur, bei der die Tensidlösung ihre wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften verliert und $L_{wÜV}$ nimmt zu. Gleichzeitig läßt sich das Fehlen des wärmeübergangsvermindernden Effekts bei niedrigen Konzentrationen und hohen Strömungsgeschwindigkeiten durch die geringeren Werte der kritischen Wandschubspannungen des Lösungsmittels erklären.

Die mittleren Fluidtemperaturen, bei der die Tensidlösung theoretisch ihre widerstands- und wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften verliert, kann nach Fankhänel (Gleichungen 2.57 - 2.61) in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit und der Tensidkonzentration ermittelt werden. Ein Vergleich mit den experimentellen Werten an der Stelle $L_{wÜV}$ zeigt eine gute größenordnungsmäßige Übereinstimmung.

5.2.3 Lokale Wärmeübergangskoeffizienten

Bild 5.2-5 zeigt den Verlauf der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei Einsatz wässriger Tensidlösungen und Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze am Beispiel der Messung mit einer Eintrittstemperatur von 70°C und einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von 2,5 m/s. Die Tensidkonzentration beträgt 250 wppm. Zum Vergleich sind weiterhin die Daten der Wassermessung eingezeichnet.

Am Anfang der Meßstrecke ist der Bereich, in dem die scherinduzierte Struktur ausgebildet ist und die Lösung wärme- und widerstandsvermindernde Eigenschaften zeigt, deutlich zu erkennen. Die ermittelten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei Einsatz der wässrigen Habon-G-Lösung liegen deutlich unterhalb derer der Wassermessung. Analog zu den weiter oben diskutierten Zusammenhängen sinken die Werte ausgehend vom Rohreintritt innerhalb der thermischen Einlaufstrecke zunächst solange, bis sich an der Wand lokal Temperaturen oberhalb der thermischen Belastungsgrenze einstellen. Anschließend steigen die Daten des Wärmeübergangskoeffizienten aufgrund der beginnenden Auflösung der scherinduzierten Struktur langsam an und erreichen bei einer Länge von 2,5 m Wasserwerte. Ab diesem Längenmaß werden die für das Wärmeübergangsverhalten relevanten radialen Turbulenzbewegungen nicht mehr beeinflusst.

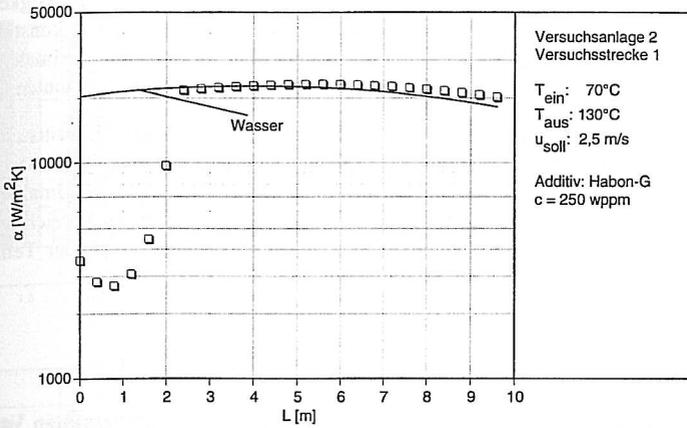


Bild 5.2-5: Verlauf der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei Einsatz wässriger Tensidlösungen und Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze

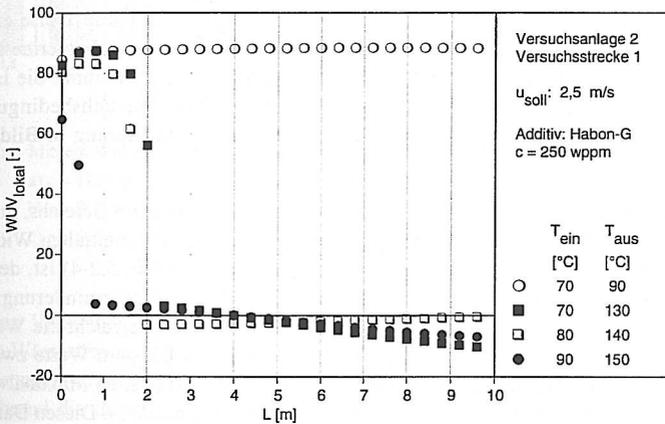


Bild 5.2-6: Lokale Wärmeübergangsverminderung WÜV als Funktion der Fluideintrittstemperatur bei Einsatz wässriger Tensidlösungen

Bild 5.2-6 zeigt die bei bekanntem Verlauf der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten ermittelbaren lokalen Werte der Wärmeübergangsverminderung am Beispiel der Messungen mit einer Tensidkonzentration von 250 wppm für verschiedene Eintrittstemperaturen. Bei der

Messung ohne Überschreiten der kritischen oberen Temperaturgrenze ($T_{\text{ein}} = 70^\circ\text{C}$ und $T_{\text{aus}} = 90^\circ\text{C}$) steigt die Wärmeübergangsverminderung nach dem Eintritt der Flüssigkeit in die Versuchsstrecke zunächst leicht an und beträgt ab einer Länge von etwa 1 m konstant 88%. Dieser Wert liegt in der Größenordnung der von Weber /W3/ mit 90% als maximale Wärmeübergangsverminderung bei Einsatz wässriger Tensidlösungen in Rohren genannten Größe.

Vergleichbare Größenordnungen werden auch bei der Messung mit einer Eintrittstemperatur von 70°C und Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze im vorderen Bereich der Meßstrecke erreicht. Mit steigender Eintrittstemperatur sinken diese Maximalwerte der Wärmeübergangsverminderung von 82% bei 80°C auf 71% bei 90°C . Der Bereich der maximalen Widerstands- und Wärmeübergangsverminderung wird mit steigender Temperatur nicht mehr erreicht.

5.2.4 Widerstands- und Wärmeübergangsverminderung über der gesamten Versuchsstrecke

Neben der Kenntnis der lokalen Größen sind in der praktischen Anwendung die über der gesamten Rohrlänge auftretenden Werte der Widerstands- und Wärmeübergangsverminderung beim Einsatz von Tensidlösungen von Interesse. Während die Widerstandsverminderung direkt aus dem über der Versuchsstrecke gemessenen Druckverlust bestimmt werden kann, erfolgt die Ermittlung der integralen Wärmeübergangskoeffizienten in der Heizstrecke bei bekannten lokalen $\alpha(x)$ nach Gleichung 3.23. Mit Hilfe der auf diese Weise ermittelten integralen Wärmeübergangskoeffizienten und den bekannten Daten der Wassermessung wird die über der Rohrlänge gemittelte Wärmeübergangsverminderung bestimmt. Sie ist für alle Tensidkonzentrationen in Abhängigkeit von den gewählten Versuchsbedingungen im Bild 5.2-8 dargestellt, während die Werte der Widerstandsverminderung in Bild 5.2-7 zu sehen sind.

In beiden Bildern ist der Zusammenhang zwischen der Ausdehnung des Bereichs, in dem eine Beeinflussung durch den Tensideinsatz zu beobachten ist, und der gemittelten Widerstands- und Wärmeübergangsverminderung erkennbar. Je größer $L_{\text{WÜV}}$ (Bild 5.2-4) ist, desto höher sind die Werte der mittleren Widerstands- und Wärmeübergangsverminderung. Bei den Messungen ohne Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze erreicht die Wärmeübergangsverminderung bei Tensidkonzentrationen von 250 und 500 wppm Werte zwischen 80 und 90%. Dies entspricht den aus vorangegangenen Arbeiten bekannten Maximalwerten bei Einsatz wässriger Tensidlösungen in geraden Rohren /A1, F2, K4, W3/. Diesen Daten stehen Widerstandsverminderungen in der Größenordnung von 70% gegenüber. Lediglich bei der niedrigsten untersuchten Tensidkonzentration von 125 wppm werden die Maximalwerte nicht erreicht, da hier die scherinduzierte Struktur nicht über der gesamten Versuchsstrecke erhalten bleibt. So verliert die Tensidlösung z.B. bei Strömungsgeschwindigkeiten von 2,25 und 2,5 m/s ihre wärme- und widerstandsvermindernden Eigenschaften vollständig. Während die Wirkung der wässrigen Tensidlösung bei diesen Messungen somit im wesentlichen dem bereits aus der Literatur bekannten Verhalten entspricht, ist bei der Betrachtung der Daten bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze eine Auffälligkeit festzustellen.

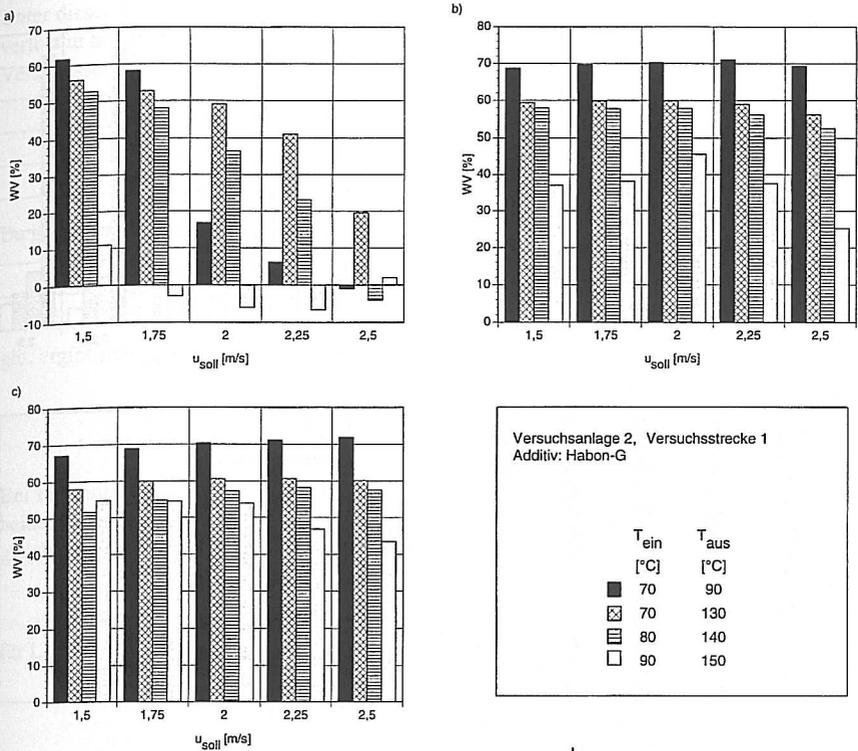


Bild 5.2-7: Mittlere Widerstandsverminderung in der Heizstrecke bei Einsatz wässriger Tensidlösungen

a) $c = 125$ wppm

b) $c = 250$ wppm

c) $c = 500$ wppm

Bei diesen Versuchen liegt die mittlere Widerstandsverminderung stets deutlich über der mittleren Wärmeübergangsverminderung. So erreicht die Widerstandsverminderung z.B. bei den Messungen mit einer Tensidkonzentration von 500 wppm Größenordnungen von 50 bis 60% während die mittlere Wärmeübergangsverminderung bei maximal 30% liegt. Augenscheinlich treten die wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften in einem deutlich kleineren Bereich auf als die widerstandsvermindernden.

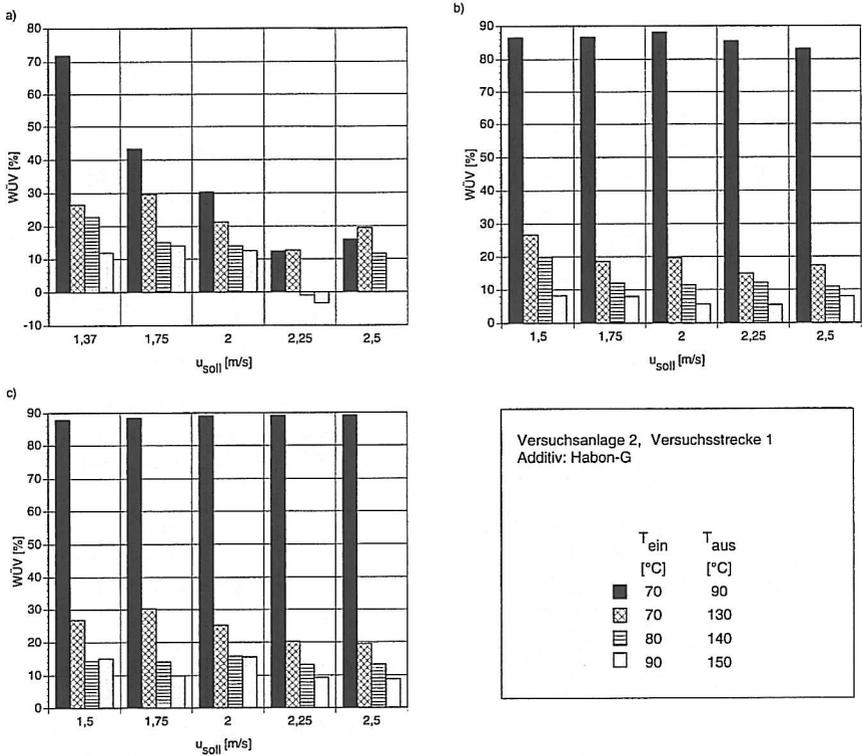


Bild 5.2-8: Mittlere Wärmeübergangsverminderung in der Heizstrecke bei Einsatz wässriger Tensidlösungen
 a) $c = 125$ wppm
 b) $c = 250$ wppm
 c) $c = 500$ wppm

Um eine größenordnungsmäßige Vorstellung bzgl. der Ausweitung der Bereiche zu erhalten, in denen wärme- und widerstandsvermindernde Eigenschaften beobachtet werden können, wird das nachfolgend beschriebene stark vereinfachte Modell angewendet. Voraussetzung ist, daß die Lösung an einer bestimmten Stelle hinter dem Rohreintritt plötzlich und über dem gesamten Rohrquerschnitt ihre widerstands- bzw. wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften verliert. Hierauf aufbauend kann die Meßstrecke in zwei Bereiche unterteilt werden, wobei im hinteren Bereich II Lösemittelwerte bzgl. des Druckverlustes und des Wärmeübergangs vorherrschen. Im vorderen Bereich I tritt eine tensidbedingte Beeinflussung durch die Veränderungen der strömungsmechanischen Eigenschaften auf. Es wird vereinfachend davon ausgegangen, daß die Höhen der Widerstands- bzw. Wärmeübergangsverminderung im gesamten Bereich I konstant einem Wert von 80% bzw. 90% entsprechen. Bei Anwendung der Definition der Widerstands- und Wärmeübergangsverminderung gilt somit

$$\xi_{\text{I}} = 0,2 \xi_{\text{LM}} \text{ und } Nu_{\text{I}} = 0,1 Nu_{\text{LM}}.$$

Unter diesen Voraussetzungen sowie bei Anwendung der Bernoulli-Gleichung für den Druckverlust in horizontalen Rohrleitungen (Gleichung 2.9) kann der Druckverlust in der gesamten Versuchsstrecke wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned}\Delta p_{\text{ges}} &= \Delta p_I + \Delta p_{II} \\ &= \frac{\rho}{2 \cdot d} \cdot u^2 \cdot \xi_{LM} (0,2 \cdot L_{I,p} + L_{II,p})\end{aligned}\quad (5.7)$$

Da gleichzeitig für den Druckverlust Δp_{ges}

$$\Delta p_{\text{ges}} = \frac{\rho}{2 \cdot d} \cdot u^2 \cdot \xi_L \cdot L \quad (5.8)$$

gilt, ergibt sich für den Widerstandsbeiwert der Tensidlösung

$$\xi_L = \frac{\xi_{LM} \cdot (0,2 \cdot L_{I,p} + L_{II,p})}{L} \quad (5.9)$$

Bei bekannter mittlerer Widerstandsverminderung WV können die Längen $L_{I,p}$ und $L_{II,p}$ der beiden Bereiche abgeschätzt werden. Durch Einsetzen von Gleichung 5.9 in die Definitionsgleichung von WV (Gleichung 2.49) ergibt sich unter Berücksichtigung von

$$L = L_{I,p} + L_{II,p} \quad (5.10a)$$

für $L_{I,p}$:

$$L_{I,p} = WV \cdot \frac{L}{0,8 \cdot 100\%} \quad (5.10b)$$

Für die wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften ergibt sich analog

$$L_{I,Q} = WÜV \cdot \frac{L}{0,9 \cdot 100\%} \quad (5.11)$$

Die so berechneten Längen sind in Bild 5.2-9 exemplarisch für die Meßreihe mit Fluidein- und -austrittstemperaturen von 80°C bzw. 140°C und einer Tensidkonzentration von 250 wppm den experimentell ermittelten Werten von $L_{WÜV}$ gegenübergestellt. Auf diese Weise können Rückschlüsse über die Temperaturschichtung und den Zerfall der scherinduzierten Struktur gezogen werden.

Bei der betrachteten Meßreihe liegen die unter den getroffenen Annahmen ermittelten Werte für $L_{I,Q}$ erwartungsgemäß unterhalb von $L_{WÜV}$, da die Werte der maximalen Wärmeübergangsverminderung nicht in dem gesamten durch $L_{WÜV}$ begrenzten Bereich erreicht werden (Bild 5.2-8). Diese Tendenz ist mit Ausnahme der Messungen mit der niedrigsten Tensidkonzentration von 125 wppm durchgängig zu beobachten. Da die Meßreihen bei dieser Konzentration aufgrund der geringer ausgeprägten Effekte in einem stärkeren Ausmaß fehlerbehaftet sind, liegen die theoretisch berechneten Werte $L_{I,Q}$ hier teilweise unwesentlich höher als $L_{WÜV}$. Die ebenfalls in Bild 5.2-9 dargestellten Werte für $L_{I,p}$ übertreffen die experimentell bestimmte Länge $L_{WÜV}$ um mehr als 4 m.

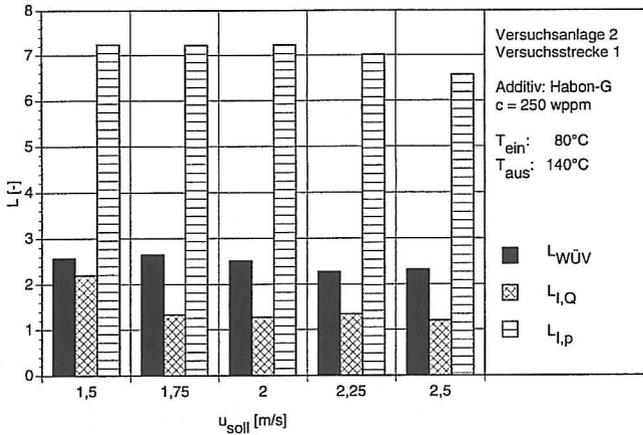


Bild 5.2-9: Gegenüberstellung der experimentell ermittelten Länge $L_{\text{WÜV}}$ mit den nach dem Modell berechneten Daten (Gleichungen 5.10 und 5.11)

Trotz der infolge der starken Vereinfachungen begrenzten quantitativen Aussagekraft der Ergebnisse ist sicher auszuschließen, daß der Verlust der wärme- und widerstandsvermindernden Eigenschaften der wässrigen Tensidlösungen entgegen den bisher aus der Literatur bekannten Modellen sowohl über dem Rohrquerschnitt als auch der Rohrlänge betrachtet an demselben Ort stattfindet. Die Meßergebnisse deuten vielmehr auf eine über dem Rohrquerschnitt betrachtete temperaturgesteuerte Auflösung der scherinduzierten Struktur der Tensidlösung hin. Während sich die Tensidlösung in den wandnahen wärmeren Schichten wie eine newtonsche Flüssigkeit verhält, werden die Turbulenzintensitäten in den wandfernen Bereichen noch wirkungsvoll unterdrückt. Da das Gebiet, in dem eine Veränderung der Strömungszustände meßbare Auswirkungen auf die Wärmeübertragungseigenschaften der Lösung hat, auf den wandnahen Bereich begrenzt ist, werden somit im Vergleich zur Widerstandsverminderung niedrigere integrale Wärmeübergangsverminderungen gemessen.

Die großen Differenzen zwischen Wärmeübergangsverminderung und Widerstandsverminderung und die aus den Meßdaten abgeleitete Länge $L_{\text{I,p}}$ sind weiterhin ein Indiz dafür, daß sich die scherinduzierte Struktur im Strömungsinernen bis weit in die Gebiete erstreckt, in denen die über dem Rohrquerschnitt gemittelte Fluidtemperatur bereits höher als die obere kritischen Temperaturgrenze des Habon-G ist. Der Zerfall der scherinduzierten Struktur findet in wandfernen Bereichen nicht direkt bei einer lokal begrenzten Überschreitung der oberen kritischen Temperaturgrenze statt, sondern erfolgt zeitlich verzögert. Wird als worst-case-Betrachtung die Zeit abgeschätzt, die das Fluid für die Bewältigung der Strecke zwischen $L_{\text{I,Q}}$ und $L_{\text{I,p}}$ benötigt, ergeben sich zeitliche Verzögerungen von maximal 3,5 s.

Eine mögliche Erklärung für dieses Verhalten liefert die Theorie der Mizellbildungskinetik (Kap. 2.2.1) nach der der Aufbau und der Zerfall von Mizellen kein spontaner Prozeß ist

sondern durch ein kinetisches Gleichgewicht gesteuert wird. In dem hier betrachteten Fall sind die einzelnen Mizellen ferner in die übergreifende scherinduzierte Struktur eingebunden. Die Stäbchenmizellen unterliegen daher nicht ausschließlich dem durch die Minimierung der Gibb'schen freien Energie gelenkten Mizellbildungsprozeß. Sie sind überdies stabilisierenden intermizellaren Kräften innerhalb der scherinduzierten Struktur ausgesetzt. Der Vorgang der Mizellauflösung bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze wird zusätzlich behindert und zeitlich verzögert. Dieses Phänomen tritt insbesondere in den wandfernen Gebieten auf. In den wandnahen Bereichen unterliegt das Fluid einer größeren mechanischen Beanspruchung durch die intensiven Turbulenzbewegungen. Die scherinduzierte Struktur wird zerstört und trägt nicht mehr zur Stabilisierung der einzelnen Mizellen bei.

Starke Abkühlung des Fluids in einem Doppelrohrwärmeübertrager

Im Fall einer starken Abkühlung über die thermische Belastungsgrenze hinaus, sind die Verhältnisse genau umgekehrt. Der Aufbau der scherinduzierten Struktur erfolgt zunächst in den wandnahen kühleren Flüssigkeitsgebieten, während im Flüssigkeitskern noch newtonisches Verhalten vorherrscht. Folglich ist mit einer deutlich höheren mittleren Wärmeübergangsverminderung im Vergleich zur Widerstandsverminderung zu rechnen. Dies wird durch Messungen in der Kühlstrecke (Versuchsstrecke 2, Versuchsanlage 2) bestätigt. Die Bestimmung der integralen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt hierbei nach der in Kapitel 3 für die Messungen mit spiralförmigen Einbauten beschriebenen Auswertungsmethode.

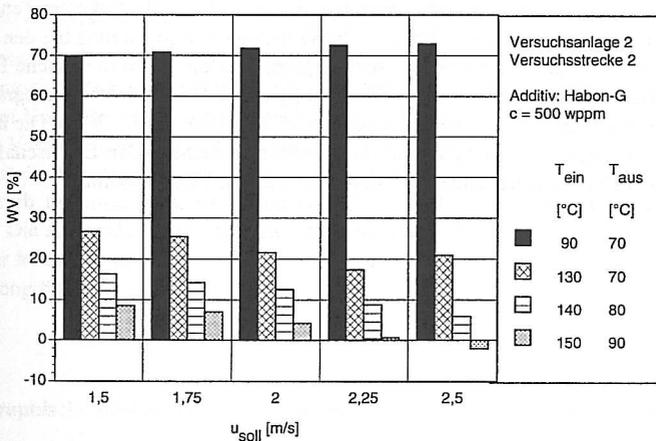


Bild 5.2-10: Mittlere Widerstandsverminderung in der Kühlstrecke bei Einsatz einer wässrigen Tensidlösungen (500 wppm)

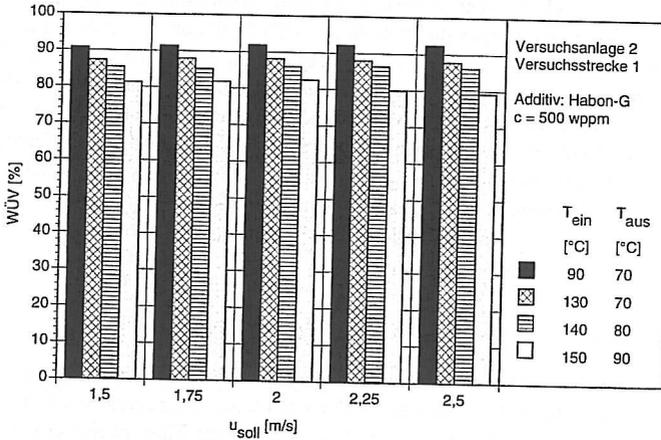


Bild 5.2-11: Mittlere Wärmeübergangsverminderung in der Kühlstrecke bei Einsatz einer wässrigen Tensid-lösungen (500 wppm)

In den Bildern 5.2-10 und 5.2-11 sind exemplarisch die Meßwerte der mittleren Wärmeübergangsverminderung und Widerstandsverminderung für die Versuche mit einer Tensidkonzentration von 500 wppm dargestellt. Während die Widerstandsverminderung bei den Versuchen mit einer starken Abkühlung der Versuchsflüssigkeit über die obere thermische Belastungsgrenze des Tensids hinaus maximal bei 27% liegt (Bild 5.2-10), erreicht die integrale Wärmeübergangsverminderung Werte zwischen knapp 80% und 88% (Bild 5.2-11). Die überproportionale Ausweitung des Bereichs mit wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften gegenüber dem mit widerstandsvermindernden Eigenschaften wird somit deutlich.

6 Anwendung der Ergebnisse für den Einsatz widerstandsvermindernder Tenside in Wärmeübertragern

Die Meßergebnisse zum Wärmeübergang wässriger Tensidlösungen in Rohren mit turbulenzfördernden Maßnahmen bzw. bei Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze belegen, daß immer dann eine deutlich ausgeprägte Wärmeübergangsverminderung auftritt, wenn sich die scherinduzierte Struktur ausbildet.

Im Fall der turbulenzfördernden Maßnahmen ist der Wärmeübergang oberhalb der mechanischen Belastungsgrenze im Vergleich zum hydraulisch glatten Rohr desselben Anschlußdurchmessers deutlich verbessert. Der Betriebszustand, in dem die Tensidlösung ihre wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften verliert, hängt hierbei von den jeweiligen Versuchsbedingungen ab und ist bei einer Nachrüstung eines Wärmeübertragers von entscheidender Bedeutung für die Auswahl der turbulenzfördernden Maßnahme.

Kommt es zu einer Über- oder Unterschreitung der thermischen Belastungsgrenze des Tensids ist die Kenntnis der lokalen wandnahen Temperaturen für eine Auslegung notwendig. Bei Werten oberhalb der kritischen Temperatur zeigt das Fluid unabhängig von der mittleren Flüssigkeitstemperatur newtonsche Eigenschaften bzgl. der Wärmeübertragung. Für Temperaturen unterhalb der kritischen Temperatur erreicht die Wärmeübergangsverminderung in Rohren Größenordnungen von bis zu 90%.

6.1 Turbulenzfördernde Maßnahmen

Beim Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen ist hinsichtlich der Gewährleistung der Versorgungssicherheit das Verhältnis zwischen der Nusseltzahl nach der Nachrüstung Nu_{rau} und vor der Nachrüstung, d.h. im hydraulisch glatten Rohr (Nu_{glatt}), von besonderem Interesse. Unter der Voraussetzung, daß die Wärmeübergangseigenschaften sekundärseitig unverändert bleiben, ist die Versorgungssicherheit potentiell immer dann gefährdet bzw. der Wärmeübertragerbetrieb beeinträchtigt, wenn die Kenngröße $Nu_{\text{rau}}/Nu_{\text{glatt}}$ Werte unterhalb von 1 annimmt. Die Anwendung der Ergebnisse für den praktischen Fall eines Einsatzes turbulenzfördernder Maßnahmen in Wärmeübertragern von Fernwärmesystemen erfolgt daher anhand dieser Kenngröße.

6.1.1 Graphische Bestimmung der Kenngröße $Nu_{\text{rau}}/Nu_{\text{glatt}}$ für Wassermessungen

Die in Kapitel 4.3 dargestellte verallgemeinernde Darstellung der Meßergebnisse ermöglicht die Ermittlung des Wirkungsgrads einer turbulenzfördernden Maßnahme in Abhängigkeit vom Rauigkeitsparameter k_s^+ . Sie eignet sich nicht für die direkte Ermittlung der Kenngröße $Nu_{\text{rau}}/Nu_{\text{glatt}}$. Unter Verwendung der Gleichungen 4.8, 4.9 und 2.19 wird daher das in Bild 6.1-1 gezeigte Nomogramm erstellt.

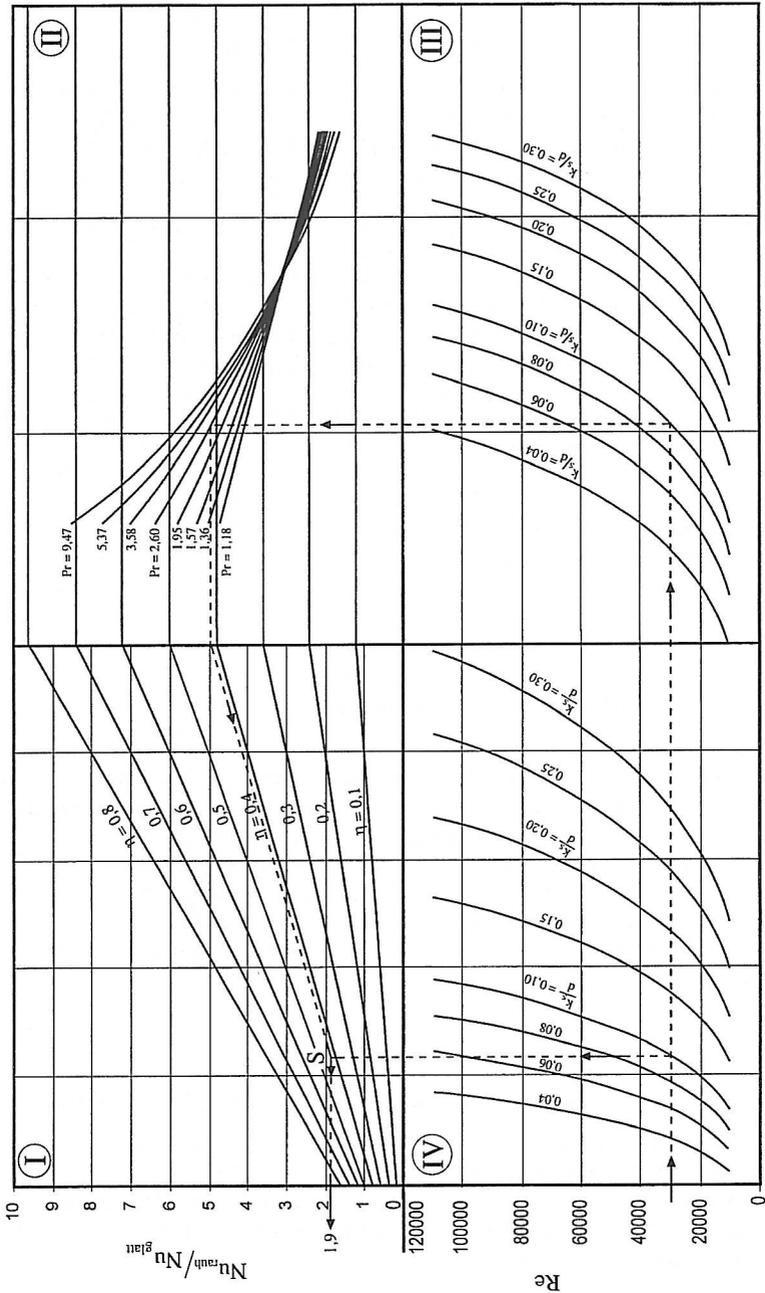


Bild 6.1-1: Nomogramm zur Ermittlung der Auswirkung turbulenzfördernder Maßnahmen auf die Wärmeübergangseigenschaften bei Einsatz von Wasser

Mit Hilfe des Bildes 6.1-1 läßt sich die Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt}}$ schnell und mit hinreichender Genauigkeit in Abhängigkeit von Re , k_s/d und Pr bestimmen. Die Nusseltzahl bei Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen ist hierbei ebenso wie in Kapitel 4.3 auf den Durchmesser des anschließgleichen Rohres bezogen. Der Gültigkeitsbereich liegt für die untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen - spiralförmige Einbauten und Drallrohre - in den Grenzen $12\,000 < Re < 118\,000$, $0,1 < k_s/d < 0,3$, $2 < Pr < 4,8$.

Das Nomogramm gliedert sich in vier Quadranten, wobei die Zielgröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt}}$ an der linken Achse des Quadranten I abgelesen werden kann. Ausgehend von einer, durch den Betriebspunkt des nachzurüstenden Wärmeübertragers, vorgegebenen Reynoldszahl (linke Achse im Quadrant IV), zieht der Benutzer eine waagerechte Linie bis in den Quadrant III des Nomogramms. In Bild 6.1-1 ist dies exemplarisch mit der gestrichelten Linie für eine Reynoldszahl von 30 000 gezeigt. Das Widerstandsverhalten der turbulenzfördernden Maßnahme läßt sich im gewählten Beispiel durch einen Wert von k_s/d von 0,1 beschreiben. Die Prandtl-Zahl beträgt 2,6.

Die in den Quadranten III und IV des Nomogramms eingezeichneten Kurven sind verschiedenen k_s/d -Werten zugeordnet. Vom Schnittpunkt der Hilfslinie mit der zum Widerstandsverhalten der turbulenzfördernden Maßnahme zugehörigen Kurve (hier $k_s/d = 0,1$) des Quadranten III, ist die Hilfslinie senkrecht in den Quadranten II des Nomogramms weiterzuführen. Dieser Teil des Nomogramms dient der Berücksichtigung des Einflusses der mittleren Fluidtemperatur auf den Wärmeübergang, wobei die Prandtl-Zahl als charakteristische Kenngröße verwendet wird (hier $Pr = 2,6$). Ausgehend vom Schnittpunkt der Hilfslinie mit dieser Kurve wird die Hilfslinie waagerecht nach links bis an die Begrenzung zwischen den beiden Quadranten I und II des Nomogramms eingezeichnet. Von dort ist sie parallel zu den eingezeichneten Geraden für η in den Quadranten I weiterzuführen.

Eine zweite Hilfslinie wird ausgehend vom Schnittpunkt der ersten Hilfslinie mit der zum Widerstandsverhalten der turbulenzfördernden Maßnahme zugehörigen Kurve des Quadranten IV senkrecht nach oben in den Quadranten I gezogen. Am Punkt S treffen beide Hilfslinien zusammen. Die waagerechte Projektion dieses Punktes auf die linke Achse des Quadranten I liefert den gesuchten Wert für $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt}}$. Für das gewählte Beispiel beträgt er 1,9. Der Einsatz der turbulenzfördernden Maßnahme würde somit zu einer 90% igen Erhöhung der Nusselt-Zahl führen.

6.1.2 Verlauf der Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ bei Einsatz wässriger Tensidlösungen

Die Wärmeübergangscharakteristik wässriger Tensidlösungen in Rohren mit turbulenzfördernden Einbauten entspricht im wesentlichen derjenigen in hydraulisch glatten Rohren ohne Einbauten. Innerhalb des thermischen und mechanischen Wirkungsbereichs der Tensidlösung sind die Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zur Wasserströmung deutlich reduziert; oberhalb des Zusammenbruchpunkts entsprechen sie denen von Wasser. Die Größe des Übergangsbereichs zwischen maximaler Wärmeübergangsverminderung und newtonischem Verhalten ist eine Funktion des Temperaturgradienten zwischen Wand und Flüssigkeitsinnerem sowie der Strömungsgeschwindigkeit. Die Lage des Zusammenbruchpunkts ist sowohl eine Funktion der Temperatur, der Tensidkonzentration, des Rohrdurchmessers, der Reynoldszahl und des charakteristischen Wertes k_s/d . Ein allgemeingültiges,

leicht bedienbares Nomogramm, wie es für Wassermessungen in Bild 6.1-1 dargestellt ist, kann beim Einsatz wässriger Tensidlösungen nicht erstellt werden.

Bei einer mit einem Tensideinsatz gekoppelten Nachrüstung eines Wärmeübertragers mit turbulenzfördernden Maßnahmen sind die Auswirkungen der Systemänderung daher fallspezifisch zu ermitteln. Hierzu sind zusätzlich zu den für die Erstellung von Bild 6.1-1 verwendeten Gleichungen 4.8, 4.9 und 2.19 mit deren Hilfe die Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten bei reinem Wassereinsatz berechnet werden kann, zusätzlich die Gleichungen 2.54 und 2.57 bis 2.61 zur Vorhersage des Zusammenbruchpunkts sowie Gleichung 4.3 zu benutzen. Letztgenannte beschreibt den Zusammenhang zwischen der Nusseltzahl mit und ohne Tensideinsatz durch die Einführung der Korrekturfunktion f_T . Sie wird für die nachfolgenden Betrachtungen konstant zu einem für turbulenzfördernde Maßnahmen typischen Wert von 0,4 gesetzt (Kap. 4.1.1 und 4.2.1).

Um dem Benutzer einfache Hilfsmittel für die praktische Anwendung an die Hand zu geben, werden nachfolgend aufbauend auf verschiedenen graphischen Darstellungen heuristische Regeln für den kombinierten Einsatz von turbulenzfördernden Maßnahmen und wässrigen Tensidlösungen aufgestellt. In einem ersten Schritt wird hierfür im Bild 6.1-2 der Verlauf der Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ bei Variation des für die Turbulenzerhöhung charakteristischen Werts k_s/d in Abhängigkeit von der Reynoldszahl gezeigt, wobei die Berechnung anhand äquidistanter Erhöhungen der Reynoldszahl durchgeführt wurden. Die Lage der Zusammenbruchpunkte entspricht der einer wässrigen Habon-G-Lösung der Konzentration 500 wppm bei einer mittleren Fluidtemperatur von 80°C; der Durchmesser des betrachteten Rohrs beträgt 10 mm. Weiterhin wird vorausgesetzt, daß der Verlust der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften sprunghaft bei Überschreiten der mechanischen Belastungsgrenze auftritt.

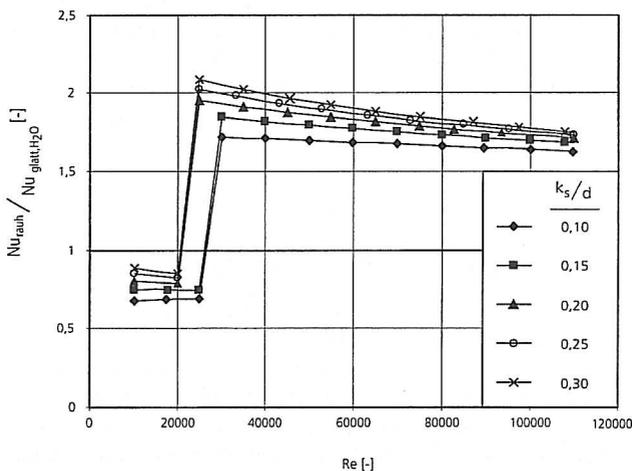


Bild 6.1-2: Abhängigkeit der Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ von der Reynoldszahl für verschiedene k_s/d -Werte bei Einsatz einer wässrigen Habon-G-Lösung ($c = 500$ wppm)

Die Änderung der Wärmeübertragungseigenschaften der Lösung bei Überschreiten des Zusammenbruchspunkts ist deutlich zu erkennen. Unterhalb der kritischen Reynoldszahl werden die niedrigsten Daten der Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ bei dem geringsten k_s/d -Wert ermittelt. Mit zunehmendem k_s/d -Wert steigen die Werte der Kenngröße an, überschreiten jedoch nie die Werte von $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}} = 1$. Bei Überschreiten der kritischen Reynoldszahl steigen die Wärmeübergangskoeffizienten sprunghaft an und erreichen Werte, die maximal um den Faktor 2,2 höher liegen als bei Einsatz eines hydraulisch glatten Rohrs. Mit weiter steigender Reynoldszahl sinkt das Verhältnis zwischen den Nusselzahlen im rauhen und hydraulisch glatten Rohr leicht. Die Werte liegen aber immer oberhalb der kritischen Schwelle $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}} = 1$.

Dieses Verhalten ist auch bei einer Variation des Rohrdurchmessers und/oder der Tensidkonzentration zu beobachten. Unabhängig vom Durchmesser des betrachteten Rohrs oder der eingesetzten turbulenzfördernden Maßnahme nimmt das Verhältnis $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ bei der in Bild 6.1-2 dargestellten Betrachtungsweise nie den Wert 1 an. Verglichen mit den Daten des hydraulisch glatten Rohrs bei gleicher Reynoldszahl kommt es, sofern die Tensidlösung wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften zeigt, immer zu einer Verschlechterung des Wärmeübergangsverhaltens; und bei Reynoldszahlen oberhalb des kritischen Punktes zu einer Verbesserung des Wärmeübergangsverhaltens. Die erste Heuristik lautet somit:

Sollen bei einem Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen in Kombination mit wässrigen Tensidlösungen gleiche Wärmeübergangsverhältnisse auf der Primärseite wie mit Wasser in einem hydraulisch glatten Rohr gleichen Durchmessers realisiert werden, ist eine Änderung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit erforderlich.

Für die nachfolgende Diskussion wird daher die Änderung der Nusseltzahl bei Tensideinsatz auf eine Nusseltzahl bei Wassereinsatz in einem hydraulisch glatten Rohr bei einer vorgegebenen Strömungsgeschwindigkeit (fixe Reynoldszahl) bezogen. In Bild 6.1-3 ist der Verlauf der so gebildeten Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ ($Re = \text{konst.}$) bei Variation der Tensidkonzentration und des charakteristischen k_s/d -Werts in Abhängigkeit von der Reynoldszahl dargestellt. Der Rohrdurchmesser und die mittlere Fluidtemperatur betragen 20 mm bzw. 70°C; die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im hydraulisch glatten Rohr, auf die die Nusselt-Zahl bei kombinierten Einsatz von turbulenzfördernder Maßnahme und wässriger Tensidlösung bezogen wird, liegt bei 0,5, 1 und 1,5 m/s. Dies entspricht bei den gewählten Randbedingungen Reynoldszahlen von 24 000, 48 000 und 72 000.

Der Wert von $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ ($Re = \text{konst.}$) nimmt mit steigender Reynoldszahl kontinuierlich zu, wobei der Zusammenbruchspunkt durch einen deutlichen Anstieg der Kenngröße zu erkennen ist. Mit steigender Tensidkonzentration erfolgt der Verlust der wärme- und widerstandsvermindernden Eigenschaften bei immer höheren Reynoldszahlen. Gleiches gilt, wenn bei konstanter Tensidkonzentration die Turbulenzerzeugung verstärkt wird, d.h. der k_s/d -Wert ansteigt. Die maximalen Werte von $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ ($Re = \text{konst.}$) sinken aufgrund der unterschiedlichen Bezugswerte für $Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}$ von etwa 5,5 in Bild 6.1-3a bis auf ca. 2 in Bild 6.1-3c.

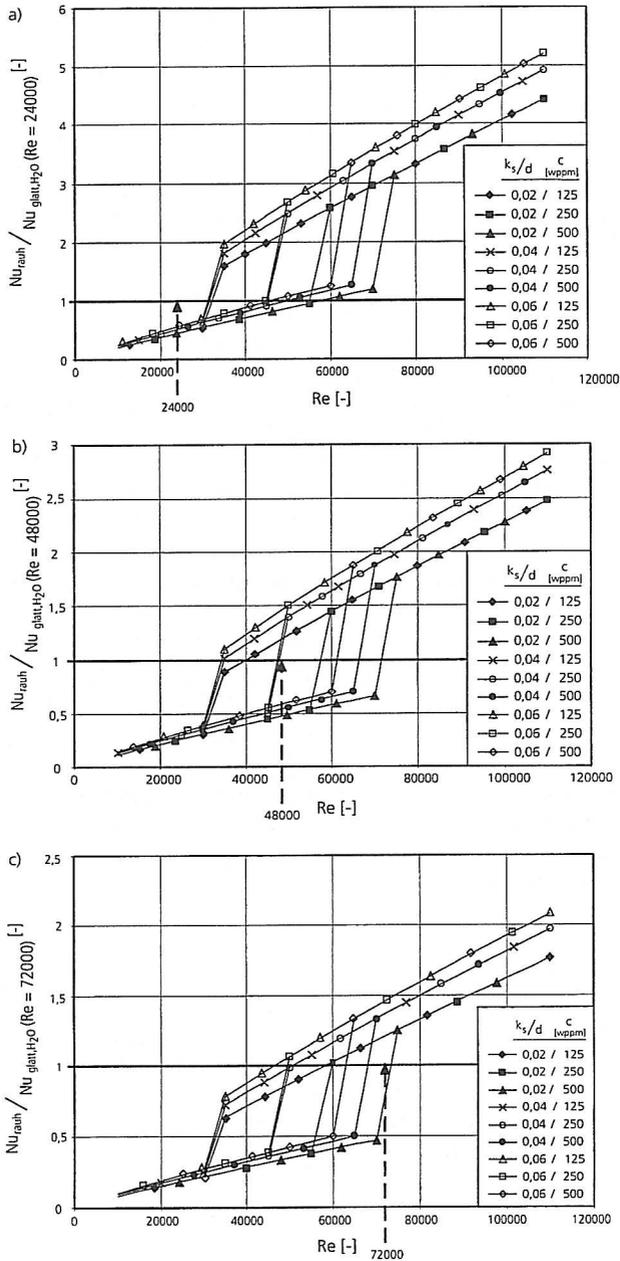


Bild 6.1-3: Abhängigkeit der Kenngröße $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glat,H}_2\text{O}}(Re=\text{const.})$ von der Reynoldszahl für unterschiedliche Bezugsreynoldszahlen, Habon-G-Konzentrationen und k_s/d -Werte

Bei der Diskussion des Bildes 6.1-3 ist zu beachten, daß die sprunghafte Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften bei Überschreiten der mechanischen Belastungsgrenze der Tensidlösung regelungstechnische Probleme bereiten kann. Kleine Schwankungen der Strömungsgeschwindigkeit bewirken in der Nähe des Zusammenbruchpunkts eine erheblich stärkere Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten, als wenn der Wärmeübertrager bei Reynoldszahlen deutlich jenseits der kritischen Größe betrieben wird. Dies kann ohne eine Anpassung der Reglerparameter zu instabilen Betriebszuständen führen. Die Auswahl der Tensidkonzentration und der turbulenzfördernden Maßnahme sollte daher unter dem Gesichtspunkt erfolgen, daß der Betriebszustand des Wärmeübertragers nach der Systemänderung nicht in der Nähe des Zusammenbruchpunkts liegt.

Bei der niedrigsten Bezugsreynoldszahl von 24 000 in Bild 6.1-3a können bei einem kombinierten Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen und wässriger Tensidlösung vor und nach der Systemänderung gleiche Wärmeübergangsverhältnisse auf der Primärseite durch eine Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit erreicht werden. Die Tensidkonzentration sollte hierbei so gewählt werden, daß der Betriebszustand des Wärmeübertragers im wirksamen Bereich der Tensidlösung liegt. Im betrachteten Beispiel ist dies unabhängig von der Wahl der turbulenzfördernden Maßnahme nur für eine Tensidkonzentration von 500 wppm sicher gewährleistet. Unter dem Gesichtspunkt, daß die Tensidlösung wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften besitzen soll, empfiehlt sich somit die Wahl einer hohen Tensidkonzentration. Gleichzeitig bietet sich der Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen mit geringen k_s/d -Werten an, da hierdurch einerseits die kritische Reynoldszahl vergleichsweise hoch liegt und andererseits der zusätzlich induzierte Reibungsdruckverlust niedrig gehalten werden kann.

Liegt die Bezugsreynoldszahl wie im Fall des in Bild 6.1-3c dargestellten Beispiels vergleichsweise hoch, empfiehlt sich eine Verringerung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Wichtig ist hierbei, daß die Tensidkonzentration so niedrig gewählt wird, daß die Reynoldszahl im Betriebszustand des Wärmeübertragers deutlich oberhalb der kritischen Reynoldszahl liegt. Eine Betrachtung der Darstellung zeigt, daß dies für die gewählten Randbedingungen nur beim Einsatz einer wässrigen Tensidlösung der Konzentration von 125 wppm der Fall ist. Hierbei ist die Wahl der turbulenzfördernden Maßnahme innerhalb des betrachteten Variationsbereichs wie auch in Bild 6.1-3a von untergeordneter Bedeutung. Da jedoch die kritische Reynoldszahl möglichst niedrig liegen sollte, empfiehlt sich die Wahl einer turbulenzfördernden Maßnahme mit hohem k_s/d -Wert.

Eine differenzierte Betrachtung unterschiedlicher turbulenzfördernder Maßnahmen ist unter den gewählten Randbedingungen nur bei der in Bild 6.1-3b dargestellten Beispielrechnung mit einer Bezugsreynoldszahl von 48 000 wichtig. Hier ist deutlich zu erkennen, daß bei den hohen Tensidkonzentrationen unabhängig von der Wahl der turbulenzfördernden Maßnahme der Schnittpunkt zwischen der eingezeichneten Hilfslinie für $Nu_{\text{rauh}}/Nu_{\text{glatt,H}_2\text{O}}(\text{Re}=\text{konst.}) = 1$ und den berechneten Wärmeübergangscharakteristiken in den Bereich des sprunghaften Kurvenanstiegs fällt. Gleiches gilt bei der niedrigen Tensidkonzentration von 125 wppm für die Kurven der k_s/d -Werte 0,04 und 0,06. Nur bei der turbulenzfördernden Maßnahme mit einem k_s/d -Wert von 0,02 liegt der Betriebszustand des Wärmeübertragers deutlich oberhalb des Zusammenbruchpunkts.

Zusammenfassend lassen sich somit die nachfolgenden Heuristiken für den kombinierten Einsatz wässriger Tensidlösungen und turbulenzfördernder Maßnahmen formulieren:

Liegt die Reynoldszahl während des Betriebs eines Wärmeübertrager vor dem Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen in Kombination mit wässerigen Tensidlösungen hoch, können identische Wärmeübergangsbedingungen auf der Primärseite am leichtesten durch die Wahl einer niedrigen Tensidkonzentration sowie einer turbulenzfördernden Maßnahme mit einem hohen k_f/d -Wert bei gleichzeitiger Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit realisiert werden.

Liegt die Reynoldszahl während des Betriebs eines Wärmeübertrager vor dem Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen in Kombination mit wässerigen Tensidlösungen niedrig, sind für die Realisierung identischer Wärmeübergangsbedingungen auf der Primärseite möglichst hohe Tensidkonzentrationen sowie turbulenzfördernde Maßnahmen mit niedrigen k_f/d -Werten bei gleichzeitiger Erhöhung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit zu wählen.

Gleichzeitig ist zu beachten, daß eine Änderung der Strömungsgeschwindigkeit in einem bestehenden Wärmeübertrager nicht immer problemlos möglich ist. Eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit läßt sich z.B. durch die Rückführung eines definierten Flüssigkeitsstroms an den Eintritt in den Wärmeübertrager realisieren. Demgegenüber kann die Strömungsgeschwindigkeit durch eine Bypassströmung reduziert werden. In jedem Fall erfolgt jedoch parallel zu der Änderung der Strömungsgeschwindigkeit eine Änderung der mittleren Fluidtemperatur, da nur so identische Mischtemperaturen nach der Mischung der verschiedenen Flüssigkeitsströme hinter dem Wärmeübertrager gewährleistet werden können.

Eine weitere Restriktion ergibt sich daraus, daß die Wahl der Tensidkonzentration in der Regel nicht ausschließlich anhand der gewünschten Betriebsbedingungen des Wärmeübertragers erfolgt, sondern von der Betrachtung des gesamten Flüssigkeitskreislaufes (z.B. Fernwärmesystem) abhängt. Weiterhin ist vor der geplanten Systemänderung zu beachten, daß Wärmeübertrager in Fernwärmesystemen nicht an einem bestimmten definierten Betriebszustand betrieben werden. Die übertragene Wärmeleistung richtet sich vielmehr oft nach der benötigten Wärmelast. Die aufgestellten Heuristiken stellen daher nur eine erste Hilfe bei einer Nachrüstung dar; sie ersetzen nicht die fallspezifische Überprüfung der Auswirkungen der gewählten turbulenzfördernden Maßnahme in Kombination mit der eingestellten Tensidkonzentration auf den nachgerüsteten Wärmeübertrager bzw. das gesamte Fernwärmesystem.

6.2 Thermisch induzierter Verlust der Tensidwirkung

Die in Kapitel 5 dargestellten Ergebnisse der Messungen bei Über- bzw. Unterschreiten der thermischen Belastungsgrenze des untersuchten Tensids zeigen, daß für die Vorhersage der lokalen Wärmeübergangsverminderung die Fluidtemperaturen in Wandnähe bekannt sein müssen. Unabhängig von den Temperaturbedingungen im Flüssigkeitskern sind die Wärmeübergangskoeffizienten bei Einsatz von Tensidlösung und Wasser identisch, sobald die obere kritische Temperaturgrenze in Rohrwandnähe überschritten wird. Liegen die Fluidtemperaturen niedriger als die thermische Belastungsgrenze kommt es zu einer Wärmeübergangsverminderung. Diese ist umso stärker ausgeprägt je weiter der Beobachtungsort vom Rohreintritt entfernt liegt - also thermische Einlauffeffekte ausgeschlossen werden können - und je größer die Temperaturdifferenz zur oberen kritischen Temperaturgrenze ist.

Kommt es bei einer Erwärmung bzw. Abkühlung einer Tensidlösung zu einem spontanen Verlust bzw. Einsatz der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften wobei gleichzeitig

- Ein- und Austrittstemperaturen sowie die Strömungsgeschwindigkeit primärseitig,
- die treibende Temperaturdifferenz zwischen Sekundär- und Primärseite und
- der Wärmeübergangskoeffizient auf der Sekundärseite

konstant gehalten werden, gilt aufgrund der Temperaturschichtung in Wandnähe:

$$\dot{W}_{\text{ÜV, pri, heiz}} < \dot{W}_{\text{ÜV, pri, kühl}}$$

Beide Werte liegen jedoch unterhalb der Wärmeübergangsverminderung, die unter ansonsten identischen Bedingungen in einem Wärmeübertrager gemessen wird, in dem die obere thermische Belastungsgrenze nicht über- bzw. unterschritten wird.

Die Auswirkungen einer durch die Überschreitung der oberen thermischen Belastungsgrenze des Tensids hervorgerufenen Änderung der lokalen Wärmeübergangsbedingungen werden nachfolgend für die vergleichsweise einfachen Wärmeübertragungsprobleme des Betriebs eines Doppelrohrwärmeübertragers im Gleich- und Gegenstrom diskutiert. Hierzu ist in den Bildern 6.2-1 und 6.2-2 für beide Fälle der Verlauf der mittleren Fluidtemperaturen über der Wärmeübertragerlänge bei beidseitigem Wasserbetrieb und einseitigem Einsatz von wässriger Tensidlösung schematisch dargestellt.

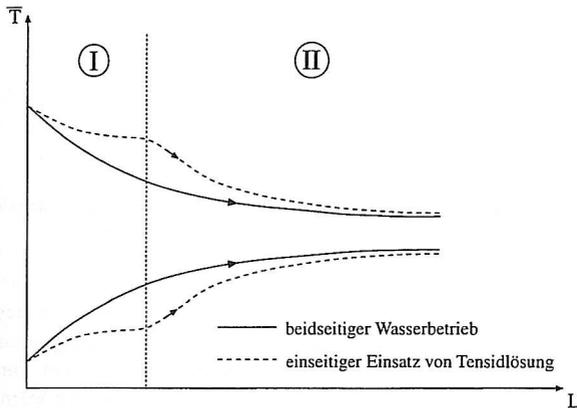


Bild 6.2-1: Schematischer Verlauf der mittleren Fluidtemperaturen über der Wärmeübertragerlänge bei Betrieb eines Doppelrohrwärmeübertragers im Gleichstrombetrieb

Die durchgezogene Linie in Bild 6.2-1 zeigt den Verlauf der Flüssigkeitstemperatur bei Betrieb mit Wasser während die gestrichelt eingezeichnete Kurve den zu erwartenden Verlauf bei Einsatz der Tensidlösung und Überschreiten der oberen thermischen Belastungsgrenze wiedergibt. Im Bereich I zeigt die Tensidlösung wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften, wobei es qualitativ ohne Bedeutung ist, ob das Tensid erwärmt oder abgekühlt wird. Durch das verschlechterte Wärmeübergangsverhalten reduziert sich der Wärmedurchgangskoeffizient und es wird weniger Wärme zwischen den Flüssigkeitsströmen übertragen. Folglich verläuft die Temperaturänderungskurve in diesem Bereich flacher als bei Wasserbetrieb.

Am Übergang von Bereich I in Bereich II ändern sich die Wärmeübertragungseigenschaften der Tensidlösung. Im Bereich II liegen die Temperaturen im wandnahen Bereich oberhalb der kritischen Temperatur. Der Wärmeübergangskoeffizient entspricht dem bei Wasserbetrieb, d.h. der Wärmedurchgangskoeffizient ist in erster Näherung mit dem bei beidseitigem Wasserbetrieb identisch. Infolge der höheren Temperaturdifferenz zwischen den beiden Flüssigkeitsströmen wird jedoch ein größerer Wärmestrom übertragen. Die Temperaturänderungskurve verläuft in diesem Bereich steiler als im reinen Wasserbetrieb. Unter der Voraussetzung, daß Bereich II im Vergleich zu Bereich I groß bzw. lang genug ist, kann sich die bleibende Temperaturdifferenz am Wärmeübertrageraustritt zwischen Wasser- und Tensidbetrieb praktisch auf Null reduzieren.

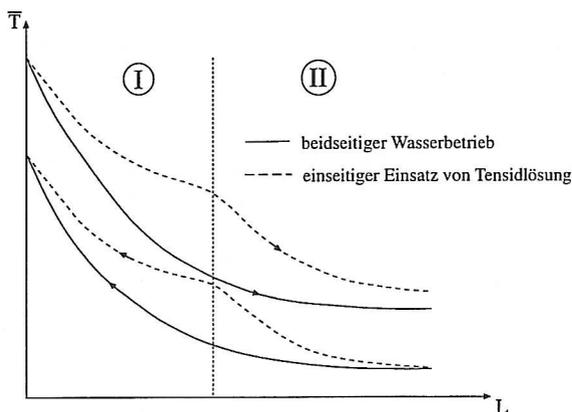


Bild 6.2-2: Schematischer Verlauf der mittleren Fluidtemperaturen über der Wärmeübertragerlänge bei Betrieb eines Doppelrohrwärmeübertragers im Gegenstrombetrieb

Für den Fall des in Bild 6.2-2 dargestellten Tensideinsatzes in einem im Gegenstrom betriebenen Doppelrohrwärmeübertragers können vergleichbare Überlegungen angestellt werden. Auch hier können hinsichtlich des Wärmeübertragungsverhaltens der Tensidlösung zwei Bereiche unterschieden werden. In Bereich I zeigt die Tensidlösung wärmeübergangsvermindernde Eigenschaften, wodurch der Verlauf der Temperaturänderungskurve flacher als bei Wasserbetrieb ist. Sobald das Wärmeübertragungsverhalten der Tensidlösung dem von Wasser entspricht, nähern sich die Kurven infolge der größeren treibenden Temperaturdifferenz wieder an.

Zusammenfassend lassen sich folgende Aussagen ableiten:

Liegt (z.B. bei der Wärmeauskopplung im Kraftwerk) die tensidseitige Wandtemperatur in einem Rohrbündelwärmeübertrager aufgrund hoher sekundärseitiger Fluidtemperaturen in weiten Bereichen oberhalb der kritischen oberen Temperaturgrenze des Tensids ist nur mit einer geringfügigen Beeinträchtigung des Betriebsverhaltens zu rechnen. Eine Nach- bzw. Umrüstung des Apparats ist in der Regel nicht erforderlich.

Im Fall der Abkühlung der Tensidlösung unter die kritische obere Temperatur, bei der wärme- und widerstandsvermindernde Eigenschaften beobachtet werden, treten die

wärmeübergangsvermindernden Effekte üblicherweise in einem stärkeren Ausmaß auf, da die kritische obere Temperaturgrenze in den wandnahen Bereichen bereits in einem vergleichsweise kurzen Abstand hinter dem Eintritt unterschritten wird. Die Notwendigkeit einer Nach- bzw. Umrüstung solcher Apparate muß daher sorgfältig erwogen werden.

Die Auswirkungen eines Tensideinsatzes bzgl. der Wärmeübertragungseigenschaften sind vor allem in Apparaten, in denen eine Abkühlung der Tensidlösung über die thermische Belastungsgrenze erfolgt, zu ermitteln. Hierbei ist zu beachten, daß innerhalb des Apparats Zonen mit deutlich unterschiedlichen Wärmeübertragungseigenschaften zwischen Primär- und Sekundärseite existieren. Die Anwendung der bekannten Berechnungsmethoden zur Auslegung bzw. Nachrechnung von Wärmeübertragern /V1/ ist hierdurch erschwert. So setzt z.B. die Zellenmethode für die Auslegung von Rohrbündelwärmeübertragern nach Gaddis und Schlünder /G1, G2/ einen über dem gesamten Apparat konstanten $k \cdot A$ -Wert voraus. Für eine möglichst zuverlässige Vorhersage sind daher die aufwendigen Differenzenverfahren anzuwenden.

7 Zusammenfassung

Die Perspektiven eines Einsatzes widerstandsvermindernder Additive in Fernwärmesystemen waren in den vergangenen Jahren Gegenstand intensiver Forschungs- und Entwicklungsarbeiten. Geeignete kationische und nichtionische Tenside wurden in umfassenden Labor- und Technikumsuntersuchungen bis zur Einsatzreife entwickelt, ihre großtechnische Eignung in Feldversuchen nachgewiesen und erfolversprechende Systembedingungen anhand von Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen identifiziert.

Gleichzeitig wurde deutlich, daß sich die gegenüber Wasser veränderten Strömungsbedingungen bei Einsatz von Tensidlösung auf unterschiedlichste Anlagenkomponenten eines Fernwärmesystems auswirken. Die Verschlechterung des Wärmeübertragungsverhaltens kann hierbei unter dem Aspekt der Versorgungssicherheit den Fernwärmebetrieb erheblich beeinträchtigen. Dies betrifft insbesondere den Betrieb von Rohrbündelwärmeübertragern. Die hier präsentierten Arbeiten konzentrieren sich daher auf die experimentelle Untersuchung, Charakterisierung und - sofern möglich - Quantifizierung der Auswirkungen von Maßnahmen zur Beeinflussung des konvektiven Wärmeübergangs kationischer Tensidlösungen in diesem Apparatetyp. Als widerstandsverminderndes Tensid wurde exemplarisch Habon-G der Hoechst AG / Clariant AG verwandt.

Die durchgeführten Arbeiten lassen sich in Untersuchungen zum *Einsatz turbulenzfördernder Einbauten* und zum *Verlust der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften der wässrigen Tensidlösung durch schnelle Temperaturerhöhung des Wärmeträgers* unterteilen. Von diesen ist die erste Maßnahme ein rein konstruktives Mittel. Durch zusätzlich induzierte Turbulenzbewegungen wird die scherinduzierte Struktur der Tensidlösung zerstört und die Veränderung der Wärmeträgereigenschaften vermieden bzw. in ihren Auswirkungen eingeschränkt. Demgegenüber werden bei einer schnellen Temperaturänderung des Wärmeträgers über die thermische Belastungsgrenze der Tensidlösung hinaus im Extremfall die stäbchenförmigen Mizellen in kugelförmige umgewandelt, so daß die Voraussetzungen für den Aufbau einer scherinduzierten Struktur nicht mehr vorhanden sind. Die maßgebliche Größe für diesen Vorgang ist die Mizellbildungskinetik.

Turbulenzfördernde Maßnahmen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zwei unterschiedliche Typen zusätzlicher Turbulenzerzeugung untersucht: Die Verwendung spiralförmiger Einbauten in hydraulisch glatten Rohren und der Einsatz speziell profilierter Rohre, sogenannter Drallrohre. Die Prüfung von insgesamt drei verschiedenen spiralförmigen Einbauten und vier unterschiedlichen Drallrohren ermöglichte hierbei die Untersuchung eines Rauheitsbereichs, der - charakterisiert durch die äquivalente Sandrauigkeiten k_s - zwischen 0,1 und 0,3 liegt. Sämtliche Experimente wurden in Doppelrohrwärmeübertragern durchgeführt, in denen sekundärseitig Wasser strömte. Die Bestimmung der integralen primärseitigen Wärmeübertragungskoeffizienten basiert auf der Messung der Volumenströme sowie der mittleren Fluidein- und -austrittstemperaturen und erfolgt bei bekanntem sekundärseitigen Wärmeübergangskoeffizient nach der indirekten Methode von Weber /W3/.

Während bei der Quantifizierung der sekundärseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bei den spiralförmigen Einbauten auf Literaturdaten zurückgegriffen werden konnte, war dies bei den

Drallrohren nicht möglich. Daher wurde für die Eichmessungen eine neue Auswertemethodik entwickelt und verwandt. Die letztlich für die Auswertung zugrunde gelegten geometrischen Daten (Wärmeübertragungsfläche und Rohrdurchmesser) für die Auswertung der Drallrohrmessungen entsprechen den Werten des hydraulisch glatten Rohrs gleichen Anschlußdurchmessers.

Generell bewirken beide untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen bei Wasser eine Erhöhung des Reibungsdruckverlustes durch eine Zunahme der Turbulenzintensitäten. Gleichzeitig verbessert sich der Wärmeübergang. Hierbei ist sowohl bei den Messungen mit Spiraleinbauten als auch mit Drallrohren eine asymptotische Annäherung an einen maximalen Wert der Wärmeübergangsverbesserung zu erkennen, obwohl der Reibungsdruckverlustes weiter ansteigt. Die zusätzlich induzierten Turbulenzintensitäten bewirken keine weitere Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften, was auf eine maximale Zunahme der wandnahen radialen Turbulenzbewegungen hindeutet.

Eine allgemeingültige Darstellung der Meßergebnisse beider turbulenzfördernder Maßnahmen mit Wasser gelingt auf der Basis des nach Burck /B7/ definierten Wirkungsgrades in Abhängigkeit vom Rauigkeitsparameter k_s^+ (Kapitel 4.3.1). Es gilt:

$$\eta_{\text{rauh}} = \frac{\text{Nu}_{\text{rauh}} / \text{Nu}_{\text{glatt}}}{\xi_{\text{rauh}} / \xi_{\text{glatt}}} = \frac{0,4560 + 7,3127 \cdot \sqrt{\frac{\xi_{\text{glatt}}}{8}} \left(\text{Pr}^{(2/3)} - 1 \right)}{1 + \sqrt{\frac{\xi_{\text{rauh}}}{8}} \left(0,4586 \cdot k_s^{+0,3861} \cdot \text{Pr}^{0,8} \right) - 5,3726 \cdot \frac{\xi_{\text{rauh}}}{8}}$$

in einem Gültigkeitsbereich von $2,0 < \text{Pr} < 4,8$ und $130 < k_s^+ < 5250$. Auf dieser Grundlage wird zur praxisorientierten graphischen Ermittlung der Änderung der Wärmeübergangseigenschaften bei Betrieb mit Wasser ein Nomogramm entwickelt (Kapitel 6.1.1).

Bei einem Betrieb mit wässriger Tensidlösung läßt sich der Aufbau der scherinduzierten Struktur durch den Einsatz der untersuchten turbulenzfördernden Maßnahmen nicht vollständig unterdrücken. Im Bereich niedriger Reynoldszahlen kommt es verglichen mit der Wasserströmung bei gleichen Strömungsgeschwindigkeiten zu einer deutlichen Reduzierung des Widerstandsbeiwerts und des Wärmeübergangskoeffizienten im Vergleich zu den Daten des hydraulisch glatten Rohrs bei Einsatz von Wasser. Die typischen Werte der Wärmeübergangsverminderung bei Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen liegen in der Größenordnung von 60%.

Nach Überschreiten einer kritischen mechanischen Beanspruchung bricht die scherinduzierte Struktur zusammen und es werden erneut Wasserwerte gemessen. Die kritische Reynoldszahl verschiebt sich hierbei mit zunehmender Turbulenzintensität zu niedrigeren Werten. Eine Vorhersage der Strömungsgeschwindigkeit, bei der die Tensidlösung ihre wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften verliert, ist bei geringen Temperaturgradienten zwischen Rohrwand und Flüssigkeitsinnerem auch bei Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen mittels der kritischen Wandschubspannung des Lösungsmittels möglich.

Die Auswirkungen eines Einsatzes turbulenzfördernder Maßnahmen in Kombination mit wässrigen Tensidlösungen auf die Wärmeübergangseigenschaften müssen fallweise ermittelt werden. Die hierzu benötigten Gleichungen sind in den Kapiteln 4.1.2 und 4.2.2 dargestellt. Eine Vorauswahl geeigneter turbulenzfördernder Maßnahmen und Tensideinsatzkonzentrationen kann hierbei mittels der nachfolgend formulierten Heuristiken getroffen werden.

Sollen bei einem Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen in Kombination mit wässrigen Tensidlösungen gleiche Wärmeübergangsverhältnisse auf der Primärseite wie mit Wasser in einem hydraulisch glatten Rohr gleichen Durchmessers realisiert werden, ist eine Änderung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit erforderlich.

Liegt die Reynoldszahl während des Betriebs eines Wärmeübertrager vor dem Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen in Kombination mit wässrigen Tensidlösungen hoch, können identische Wärmeübergangsbedingungen auf der Primärseite am leichtesten durch die Wahl einer niedrigen Tensidkonzentration sowie einer turbulenzfördernden Maßnahme mit einem hohen k_f/d -Wert bei gleichzeitiger Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit realisiert werden.

Liegt die Reynoldszahl während des Betriebs eines Wärmeübertrager vor dem Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen in Kombination mit wässrigen Tensidlösungen niedrig, sind für die Realisierung identischer Wärmeübergangsbedingungen auf der Primärseite möglichst hohe Tensidkonzentrationen sowie turbulenzfördernde Maßnahmen mit niedrigen k_f/d -Werten bei gleichzeitiger Erhöhung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit zu wählen.

Thermisch induzierter Verlust bzw. Einsatz der Tensidwirkung

Die Beschreibung der Auswirkungen eines Überschreitens der thermischen Belastungsgrenze basiert auf der Ermittlung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten bei Einsatz wässriger Habon-G-Lösungen unterschiedlicher Konzentration. Zu diesem Zweck wurde eine spezielle Versuchsanlage konzipiert und gebaut, bei der in der sogenannten Heizstrecke eine elektrische Beheizung des Fluids von außen erfolgt und eine Messung des Wandtemperaturverlaufs durch Thermoelemente möglich ist.

Die Bestimmung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt bei bekanntem Wand- und Fluidtemperaturverlauf sowie bekannter lokal durch die Wand übertragener Wärmeströme anhand einer differentiellen Betrachtung der Heizstrecke. Durch die Integration der auf diese Weise ermittelten Daten werden die integralen Wärmeübergangskoeffizienten erhalten. Die Fluidtemperaturen liegen bei allen Versuchen zunächst unterhalb der kritischen Temperatur, bei der das Tensid seine wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften verliert. Mit Ausnahme der Referenzmessungen überschreitet die mittlere Flüssigkeitstemperatur die kritische Temperatur je nach Versuchsführung an unterschiedlichen Stellen der Heizstrecke.

Es zeigt sich, daß die Wandtemperaturen bei Einsatz der Tensidlösung im vorderen Teil der Heizstrecke deutlich über denen der Wasserströmung liegen. Sobald die kritische Temperatur überschritten ist, verlaufen beide Kurven annähernd deckungsgleich. Die tensidbedingte Temperaturerhöhung durchläuft bei den Versuchen mit Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze des Tensids ein Maximum, das um so höhere Werte annimmt je größer die Tensidkonzentration und die Differenz zwischen Eintrittstemperatur und oberer Temperaturgrenze sind.

Der Einflußbereich der Tensidlösung wird durch die Länge L_{wuv} charakterisiert, bei der die tensidbedingte Temperaturerhöhung gegenüber dem Betrieb mit Wasser zu Null wird. Seine Ausdehnung nimmt mit sinkenden Werten der Flüssigkeitseintrittstemperatur und mittleren Strömungsgeschwindigkeit sowie mit steigender Tensidkonzentration zu. Entscheidend für

den Verlust der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften sind die Flüssigkeitstemperaturen im wandnahen Bereich. Wird hier die Grenztemperatur überschritten, zeigt die Versuchslösung newtonsches Verhalten hinsichtlich der Wärmeübergangseigenschaften.

Der Verlust der wärmeübergangsbeeinflussenden Eigenschaften erfolgt jedoch nicht sprunghaft. Sowohl in den Versuchsserien mit Überschreiten der oberen Temperaturgrenze als auch in den Referenzmessungen ist ein allmählicher Abfall der tensidbedingten Temperaturerhöhung nach Durchlaufen des Maximalwerts zu beobachten. Es scheint somit zu lokal begrenzten Auflösungserscheinungen der scherinduzierten Struktur im wandnahen Bereich im Vorfeld des kompletten Wirkungsverlusts zu kommen. Weiterhin deutet die Analyse der Ergebnisse darauf hin, daß die thermische Einlaufänge bei Tenseideinsatz größere Werte annimmt als in newtonschen Fluiden.

Aufbauend auf den ermittelten lokalen Wärmeübergangskoeffizienten im Wasser- und Tensidbetrieb werden die örtlichen Werte der Wärmeübergangsverminderung berechnet. Sie liegen bei den Referenzmessungen mit höher konzentrierten Tensidlösungen in der Größenordnung von 90%. In den Versuchsserien, bei denen die Grenztemperatur überschritten wird, steigt die lokale Wärmeübergangsverminderung analog zu der tensidbedingten Temperaturerhöhung gegenüber dem Betrieb mit Wasser an, durchläuft ein lokales Maximum und fällt dann auf Werte um Null ab. Liegen die Eintrittstemperaturen niedrig, treten lokal begrenzt ebenfalls Extremwerte von knapp 90% auf. Diese sinken jedoch mit steigender Eintrittstemperatur.

Die Werte der integralen Wärmeübergangs- und Widerstandsverminderungen steigen mit der Länge $L_{wüv}$ an. Im Fall der Referenzmessungen erreichen sie vergleichbare Größenordnungen. Demgegenüber treten beim Überschreiten der thermischen Belastungsgrenze deutliche Differenzen zwischen den beiden Werten auf. Bei diesen Versuchsserien liegt die mittlere Widerstandsverminderung stets deutlich oberhalb der integralen Wärmeübergangsverminderung. Es findet eine temperaturgesteuerte Auflösung der scherinduzierte Struktur statt, bei der die Lösung in Wandnähe bereits newtonsche Eigenschaften zeigt, während die Turbulenzbewegungen im Flüssigkeitsinneren noch wirkungsvoll unterdrückt werden.

Modellrechnungen belegen hierbei, daß die Auflösung der scherinduzierten Struktur im Flüssigkeitsinneren zeitlich verzögert wird. Obwohl die mittlere Fluidtemperatur deutlich oberhalb der Temperaturgrenze liegt und keine Wärmeübergangsverminderung mehr auftritt, ist weiterhin eine Widerstandsverminderung zu beobachten. Erklärbar ist dieses Verhalten durch den Mizellbildungsvorgang, wobei die einzelnen Mizellen eine weitere Stabilisierung durch die übergeordnete scherinduzierte Struktur erfahren.

Im Fall einer Abkühlung der Tensidlösung über die thermische Belastungsgrenze sind die Verhältnisse umgekehrt. Aufgrund der Temperaturschichtung liegt die mittlere Widerstandsverminderung deutlich unterhalb der integralen Wärmeübergangsverminderung. Mit Blick auf die praktische Anwendung der Ergebnisse, lassen sich daher die folgenden Heuristiken formulieren:

Liegt (z.B. bei der Wärmeauskopplung im Kraftwerk) die tensidseitige Wandtemperatur in einem Rohrbündelwärmeübertrager aufgrund hoher sekundärseitiger Fluidtemperaturen in weiten Bereichen oberhalb der kritischen oberen Temperaturgrenze

des Tensids ist nur mit einer geringfügigen Beeinträchtigung des Betriebsverhaltens zu rechnen. Eine Nach- bzw. Umrüstung des Apparats ist in der Regel nicht erforderlich.

Im Fall der Abkühlung der Tensidlösung unter die kritische obere Temperatur, bei der wärme- und widerstandsvermindernde Eigenschaften beobachtet werden, treten die wärmeübergangsvermindernden Effekte üblicherweise in einem stärkeren Ausmaß auf, da die kritische obere Temperaturgrenze in den wandnahen Bereichen bereits in einem vergleichsweise kurzen Abstand hinter dem Eintritt unterschritten wird. Die Notwendigkeit einer Nach- bzw. Umrüstung solcher Apparate muß daher sorgfältig erwogen werden.

Abschließend kann festgehalten werden, daß die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit erstmals qualitative und quantitative Aussagen über die Auswirkungen turbulenzfördernder Maßnahmen auf den Wärmeübergang im Betrieb mit Wasser bzw. wässrigen Tensidlösungen ermöglichen. Gleichzeitig konnten durch die lokalen Wärmeübergangsmessungen vertiefte Einblicke in die Vorgänge bei einem durch schnelle Temperaturerhöhung thermisch induzierten Verlust der wärme- und widerstandsvermindernden Eigenschaften wässriger Tensidlösungen gewonnen werden.

Ziel weiterführender Arbeiten sollte zum einen die Überprüfung bzw. Verifizierung der abgeleiteten mathematischen Beschreibungen für weitere turbulenzfördernde Maßnahmen sein. Für eine zuverlässige Auslegung von Wärmeübertragern bei einem Einsatz wässriger Tensidlösung mit und ohne turbulenzfördernde Maßnahmen sind weiterhin folgende Aspekte von Bedeutung, deren abschließende Untersuchung Thema späterer Arbeiten sein sollte:

- Die Vorhersage des Verlustes der wärmeübergangsvermindernden Eigenschaften in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit bei großen Temperaturgradienten zwischen Wand- und mittlerer Fluidtemperatur.
- Die Ausdehnung der thermischen Einlauflänge bei Einsatz wässriger Tensidlösungen.

8 Literatur

- /A1/ Althaus, W.
Anwendung widerstandsvermindernder Additive in Fernwärmesystemen
Dissertation, Universität Dortmund, 1991
- /A2/ Althaus, W.; Kleuker, H.-H.; Steiff, A.; Weinspach, P.-M.
Einsatz von Reibungsminderern in der Fernwärme
Bericht zum EG-Demonstrationsprojekt, Universität Dortmund, 1991
- /A3/ Angel, M.; Hoffmann, H.; Löbl, M.; Reizlein, K.; Thurn, H.; Wunderlich, I.
From Rodlike Micelles to Lyotropic Liquid Crystals
Progr. Colloid and Polymer Sci. 69 (1984) 12-28
- /A4/ Annaïsson, E.A.G.; Wall, S.N.
A Correction and Improvement of the „on the Kinetics of Step-wise Micelle Association“ by E.A.G. Annaïsson and S.N. Wall
J. Phys. Chem. 79 (1975) 8, 857-858
- /A5/ Annaïsson, E.A.G.; Wall, S.N.; Almgren, M.; Hoffmann, H.; Kielmann, I.; Ulbricht, W.; Zana, R.; Lang, J.; Tondre, C.
Theory of the Kinetics of Micellar Equilibria and Quantitative Interpretation of Chemical Relaxation Studies of Micellar Solutions of Ionic Surfactants
J. Phys. Chem. 80 (1976) 9, 905-922
- /A6/ Annaïsson, E.A.G.
Theory of Micelle Formation Kinetics
Ber. Bunsenges. Phys. Chem. 82 (1978) 981-988
- /B1/ Bewersdorff, H.-W.
Der Einfluß der rheologischen Eigenschaften verdünnter Polymer- und Tensidlösungen auf die Turbulenzstruktur
Habilitationsschrift, Universität Dortmund, 1988
- /B2/ Bewersdorff, H.W.; Berman, N.S.
The Influence of Flow Induced Non-Newtonian Fluid Properties on Turbulent Drag Reduction
Rheol. Acta 27 (1988), 130-136
- /B3/ Bewersdorff, H.W.; Ohlendorf, D.
The Behaviour of Drag-Reducing Cationic Surfactant Solutions
Colloid Polym. Sci. 266 (1988) 941-953
- /B4/ Boureel, M.; Schlechter, R.S.
Microemulsions and Related Systems: Formulation, Solvency and Physical Properties
Marcel Dekker, Inc.; New York, Basel, 1991
- /B5/ Brauer, H.
Grundlagen der Ein- und Mehrphasenströmungen
Verlag Sauerländer; Aarau, 1971
- /B6/ Bruisma, R.; Gelbart, W.M.; Ben-Shaul, A.
Flow-induced Gelation of Living (Micellar) Polymers
J. Chem. Physics 96 (1992) 7710
- /B7/ Burck, E.
The Influence of Prandtl Number on Heat Transfer and Pressure Drop of Artificially Roughened Channels
Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer,
Am. Soc. Mech. Eng. 2 (1971) 27-35

- /C1/ Cates M.E.; Turner, M.S.
Flow-Induced Gelation of Rodlike Micelles
Europhys. Lett 11 (1990) 681-686
- /D1/ Dipprey, D.F.; Sabersky, R.H.
Heat and Momentum Transfer in Smooth and Rough Tubes at Various Prandtl Numbers
Int. J. Heat Mass Transfer 6 (1963) 329-353
- /D2/ DIN ISO 2871
Bestimmung kationaktiver Substanz
Dez. 1981
- /D3/ Dohmann, J.
Anisotrope Turbulenz der Kármánschen Wirbelstraße unter dem Einfluß eines kationischen Tensids - eine phänomenologische Beschreibung
Dissertation, Universität Dortmund, 1992
- /D4/ Dvorak, F.A.
Calculation of Turbulent Boundary Layers on Rough Surface in Pressure Gradient
AIAA J 7 (1969) 9, 1752-1759
- /E1/ Einsatz mizellarer Reibungsminderer in Fernwärmesystemen
Abschlußbericht EG/BMFT-Demonstrationsprojekt EC/072/86 DE: Versuchsphase 1, Universität Dortmund, 1988
- /E2/ Elson, T.P.; Garside, J.
Drag Reduction in Aqueous Cationic Soap Solutions
Journal of Non-Newtonian Fluid Mech. 12 (1983) 121-133
- /E3/ Energieverbrauch in Deutschland
Institut für Elektrische Energietechnik TU Berlin
<http://emsolar.ee.tu-berlin.de/allgemein/enver.html> (09.10.1999)
- /F1/ Fankhänel, M.; Steiff, A.; Weinspach, P.-M.
Druckverlust und Wärmeübergang in Fernwärmeleitungen bei Zugabe von Reibungsminderern
Abschlußbericht BMFT-Forschungsvorhaben ET-5339-B, Universität Dortmund, 1988
- /F2/ Fankhänel, M.
Druckverlust und Wärmeübergang in Fernwärmenetzen bei Einsatz von mizellaren Widerstandsverminderern
Dissertation, Universität Dortmund, 1989
- /G1/ Gaddis, E.S.; Schlünder, E.U.
Temperaturverlauf und übertragene Wärmemenge in Röhrenkesselapparaten mit Umlenklechen
Verfahrenstechnik 9 (1975) 12, 617-621
- /G2/ Gaddis, E.S.
Über die Berechnung des Austauschereffizienzgrades und der mittleren Temperaturdifferenz in mehrgängigen Rohrbündelwärmeaustauschern mit Umlenklechen
Verfahrenstechnik 12 (1978) 3, 144-149
- /G3/ Gnielinski, V.
Neue Gleichungen für den Wärme- und Stoffübergang in turbulent durchströmten Röhren und Kanälen
Forsch. Ing.-Wes. 41 (1963) 69

- /G4/ Gravsholt, S.
Viscoelasticity in Highly Dilute Aqueous Solutions of Pure Cationic Detergents
Journal of Colloid and Interface Science, 57 (1976) 3, 575
- /H1/ Hartung, J.; Elpelt, B.
Multivariate Statistik
R. Oldenbourg Verlag; München Wien, 4. Auflage, 1992
- /H2/ Harwigsson, I.; Hellsten, M.
Environmentally Acceptable Drag-Reducing Surfactants for District Heating and Cooling
JAOCS, 73 (1996) 7, 921-928
- /H3/ Hellsten, M.; Harwigsson, I.; Blais, C.; Wollerstrand, J.
Drag Reduction by N-Alkylbetaines – A Type of Zwitterionic Surfactants
Proc. of the ASME, Fluid Engineering Division Summer Meeting, Vol. 2 (1996) 37-46
- /H4/ Hinze, J.
Turbulence
Mc Graw-Hill Book Company, 1987
- /H5/ Hoechst AG
Quarternäre Ammoniumsalze und deren Verwendung als Strömungsbeschleuniger
DE 3224 148A1, 29.12.1983
- /H6/ Hoechst AG
Verfahren zur Verminderung des Reibungswiderstands in strömenden wässrigen Medien
EP 0 091 086 A3, 30.3.1983
- /H7/ Hoechst AG
Oxalkylierte quarternäre Ammoniumverbindungen, Verfahren zur Herstellung und deren Verwendung als Strömungsbeschleuniger
EP 0 146 097 B1, 1988
- /H8/ Hoffmann, H.
The Dynamics of Micelle Formation
Ber. Bunsenges. Phys. Chem. 82 (1978) 988-1001
- /H9/ Hoffmann, H.; Platz, G.; Rehage, H.; Schorr, W.; Ulbricht, W.
Viskoelastische Tensidlösungen
Ber. Bunsenges. Phys. Chem. 85 (1981) 255-266
- /H10/ Hoffmann, H.; Platz, G.; Rehage, H.; Schorr, W.; Thurn, H.; Ulbricht, W.
Investigations on Detergent Systems with Rodlike Micelles
Colloid & Polymer Sci. 260 (1982) 1042
- /H11/ Hoffmann, H.; Platz, G.; Rehage, H.; Schorr, W.; Thurn, H.
Viscoelastic Surfactant Solutions
in: Mittel, K.L.; Lindman, B. (eds): Surfactants in Solution
Plenum Press; New York, 1 (1984) 425-454
- /H12/ Hoffmann, H.; Rehage, H.; Thurn, H.; Ohlendorf, D.
Drag Reducing Surfactant Systems: Characterization of the Systems
Proc. IX International Congress on Rheology, Acapulco, Mexico 1984
Elsevier Sci. Publ., Amsterdam
- /K1/ Kautz, J.; Wortmann, E.
Einphasig durchströmte Drallrohre
CAV (1994) 5, 58-60

- /K2/ Kleuker, H.-H.
Wärmeübergang und Druckverlust wässriger Tensidlösungen in Plattenwärmeübertragern
Dissertation, Universität Dortmund, 1992
- /K3/ Kleuker, H.-H.; Laurenzis, A.; Althaus, W.; Steiff, A.; Weinspach, P.-M.
Hydrodynamische Einlaufänge und Widerstandsgesetz von reibungsmindernden kationischen Tensidlösungen
Forschung im Ingenieurwesen - Engineering Research 59 (1993) 1/2, 8-18
- /K4/ Klöpffer, K.
Einsatz widerstandsvermindernder Additive in Fernwärmesystemen
Dissertation, Universität Dortmund, 1996
- /K5/ Klöpffer, K.; Althaus, W.; Steiff, A.; Weinspach, P.-M.
Erstellung eines Gesamtkonzepts zur Anwendung widerstandsvermindernder Additive in Fernwärmenetzen
Abschlußbericht zum BMFT-Forschungsvorhaben 03 287 10F, Universität Dortmund, 1996
- /K6/ Koch, S.
New Aspects of Shear-Induced Phase Transition in Dilute Cationic Surfactant Solution
12. International Congress on Rheology (Canadian Rheology Group), August 1996
<http://www.chemietechnik.uni-dortmund.de/ept/pub/canada/koch.html> (28.07.1999)
- /K7/ Koch, S.
Formation of the Shear-Induced State in Dilute Cationic Surfactant Solutions
Rheol. Acta 36 (1997) 639-645
- /K8/ Kosswig, K.; Stache, H.
Die Tenside
Carl Hanser Verlag; München Wien, 1993
- /K9/ Kulicke, W.-M.
Fließverhalten von Stoffen und Stoffgemischen
Hüthig und Wepf Verlag; Basel, 1986
- /K10/ Kumar, R.; Judd, R.L.
Heat Transfer with Coiled Wire Turbulence Promoters
The Canadian Journal of Chemical Engineering 48 (1970) August, 378-383
- /K11/ Kwack, E.Y.; Cho, Y.I.; Hartnett, J.P.
Heat Transfer of Polyacrylamide Solutions in Turbulent Pipe Flow: The Once-Through Mode
AIChE Symposium Series: Heat Transfer, Milwaukee 1981
- /L1/ Lange, H.
Beziehungen zwischen Konstitution und physikochemischen Eigenschaften von Tensiden
Tenside Detergents, 12 (1975) 1, 27-34
- /L2/ Lyko, H.
Zum Einfluß eines kationischen Tensids auf die Turbulenzstruktur in den Grenzschichten an einer glatten und einer rauen Wand
Dissertation, Universität Dortmund, 1993
- /M1/ Malliarris, A.; Lang, J.; Zana, R.
Dynamics of Micellar Solutions of Ionic Surfactants by Fluorescence Probing
J. Phys. Chem. 90 (1986) 655-660

- /M2/ Merker, G.P.
Konvektive Wärmeübertragung
Springer-Verlag; Berlin, 1987
- /M3/ Meyers, D.
Surfactants Science and Technology
VCH Publishers; Weinheim, 1988
- /N1/ Noerenberg, K.
Planung und Aufbau einer automatisierten Technikumsanlage zur Untersuchung der Wirkungsweise reibungsmindernder Tenside
Diplomarbeit, Universität Dortmund, 1995
- /N2/ Nowak, M.; Urban, M.
The Shear-Induced Structure - A View Inside
12. International Congress on Rheology (Canadian Rheology Group), August 1996
<http://www.chemietechnik.uni-dortmund.de/ept/pub/canada/nowak.html> (28.07.1999)
- /N3/ Norris, R.H.
Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer
Am. Soc. Mech. Eng. 2 (1971) 16-26
- /N4/ Nunner, W.
Wärmeübergang und Druckabfall in rauhen Rohren
VDI Forsch. Heft Nr. 455 (1956)
- /O1/ Ohlendorf, D.; Interthal, W.; Hoffmann, H.
Drag Reducing Surfactant Systems - Concentration and Temperature Effects, Flow Characteristics
Proc. IX International Congress on Rheology, Acapulco, Mexico, 1984
Elsevier Sci. Publ., Amsterdam
- /O2/ Ohlendorf, D.; Schwarz, G.M.
Minderung von Rohrreibungsverlusten durch langzeitstabile Additive
Beitrag 6.3 D, 22. UNICHAL-Kongress, VI. Internationale Fernheizungskonferenz, 30.6-4.7.1985, Kopenhagen
- /O3/ Ohlendorf, D.; Interthal, W.; Hoffmann, H.
Surfactant Systems for Drag Reduction: Physico-Chemical Properties and Rheological Behaviour
Rheol. Acta 25 (1986) 468-486
- /O4/ Okomoto, S.; Nakaso, K.
Turbulent Shear Flow over Rows of Two-Dimensional Square Rubs on Ground Plate
Proc. Eighth Symposium on Turbulent Shear Flows, Munich, Germany 1991
- /O5/ Owen, P.R.; Thomson, W.R.
Heat Transfer Across Rough Surfaces
J. Fluid Mech. 15 (1963) 3, 321-334
- /P1/ Perry, a.E.; Schofield, H.W. Joubert, P.N.
Rough wall turbulent boundary layers
J. Fluid Mech. 37 (1969) 383-413
- /P2/ Petukhov, B.S.; Popov, V.N.
Theoretical Calculation of Heat Exchange and Frictional Resistance in Turbulent Flow in Tubes of an Incompressible Fluid with Variable Physical Properties
High Temperature (1963) 1, 69

- /P3/ Petukhov, B.S.
Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties
Adv. Heat Transfer 6 (1970) 503-565
- /P4/ Povkh, J.L.; Stupin, A.B.; Maksyutenko, A.N.; Aslanov, P.V.; Roschin, E.A.; Tur, A.N
Study of the Turbulent Flow of Solutions of Surface-active Materials by Means of a Laser Anemometer
Inzh. Fiz. Zh. 29 (1975) 5, 853
- /R1/ Rehage, H.
Rheologische Untersuchungen an viskoelastischen Tensidlösungen
Dissertation, Universität Bayreuth, 1982
- /R2/ Rehage, H.; Hoffmann, H.
Shear Induced Phase Transition in Highly Dilute Aqueous Detergent Solutions
Rheol. Acta 21 (1982) 562-563
- /R3/ Rehage, H.; Hoffmann, H.
Viscoelastic Surfactant Solutions, Model Systems for Rheological Research
Molecular Physics 74 (1991) 933-973
- /R4/ Riediger, S.
Untersuchungen der Turbulenzstruktur in einer ebenen Mischungsschicht und hinter einer Kanalerweiterung bei der Strömung zweier nicht-newtonscher Flüssigkeiten
Dissertation, Universität Dortmund, 1989
- /S1/ Sardemann, G.
Das Kyoto-Protokoll vor dem Hintergrund aktueller Abschätzungen zum Stand und der Entwicklung weltweiter Treibhausgasemissionen
TA-Datenbank-Nachrichten, 8 (1999) 2, 13-26
<http://www.itas.fzk.de/deu/TADN/TADN992/sard99a.html> (27.09.99)
- /S2/ Schlichting, H. Gersten, K.
Grenzschicht-Theorie
Springer-Verlag; Berlin Heidelberg, 9. Auflage 1997
- /S3/ Schlünder, E.U.
Einführung in die Wärmeübertragung
Vieweg Verlag; Braunschweig, 7. Auflage 1991
- /S4/ Schmitt, K.
Experimentelle Ergebnisse zur reibungsmindernden Wirkung von Polymeren und Tensiden
Dissertation, Universität Erlangen, 1989
- /S5/ Schut, A.L.; Zeidler, B.; Althaus, W.
Report on the Testresults of Advanced Fluids, Using Dobon-G and Sodium Salicylate as Drag Reducing Additive at UNA Hemweg Power Station Unit Number 6
KEMA-report 33584-FPP 95-6813, 1995
- /S6/ Sellin, R.H.J.; Moses, R.T.
Drag Reduction in Fluid Flows: Techniques of Friction Control
Ellis Horwood Limited, Großbritannien, 1989
- /S7/ Shenoy, A.V.
A Review on Drag Reduction with Special Reference to Micellar Systems
Colloid and Polymer Sci. 262 (1984) 319-337

- /T1/ Thiel, H.
Widerstandsverminderung bei turbulenten Strömungen in künstlich rauhen Rohren
Dissertation, Universität Dortmund, 1990
- /U1/ Urban, M.
Über die Wechselwirkung zwischen scherinduzierten Phasen und kohärenten Strukturen bei der Zylinderumströmung
Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- /V1/ VDI-Wärmeatlas, Berechnungsblätter für den Wärmeübergang
VDI-Verlag GmbH; Düsseldorf, 7. Auflage 1997
- /V2/ Villar, D. R.; Carreau, P.J.; Patterson, W.I.
Heat Transfer and Drag Reduction in Pipes of Various Geometries
Chem. Eng. Commun 25 (1984) 321-331
- /V3/ Virk, P.S.
Drag Reduction Fundamentals
ALChE 21 (1975) 4, 625
- /V4/ Virk, P.S.
An Elastic Sublayer Model for Drag Reduction by Dilute Solutions of Linear Macromolecules
Journal of Fluid Mechanics 45 (1971) 417
- /V5/ Virk, P.S.; Mickley, H.S.; Smith, K.A.
The Ultimate Asymptote and Mean Flow Structure in Tom's Phenomenon
Journal of Applied Mechanics, Transactions of the ASME, 37 (1970) 488
- /W1/ Wang, S.Q.
Shear-induced Phase Transition of Living Polymers (Micelles)
J. Phys. Chem. 94 (1990) 22, 8381-8384
- /W2/ Wang, S.Q.
Growth of Dynamic Polymers (Micelles) in Shear Flows
Macromolecules 24 (1991) 3004-3009
- /W3/ Weber, M.
Wärmeübergang und Druckverlust wässriger Tensidlösungen in Rohren und Rohrwendeln
Dissertation, Universität Dortmund, 1990
- /W4/ Wefels, P.; Besch, H.; Klöpffer, K.; Bräuer, S.; Althaus, W.; Steiff, A.; Weinspach, P.-M.
Anwendung und Erprobung mizellarer Reibungsminderer in Fernwärmesystemen
Abschlußbericht zum EG/BMFT Forschungsvorhaben 03 287 10 B, Universität Dortmund, 1994
- /W5/ Wellinghoff, G.
Zum Einsatz von Reibungsminderern auf den Druckverlust und den Wärmeübergang in Fernwärmeleitungen
Dissertation, Universität Dortmund, 1985
- /W6/ Withers, J.G.; Habdas, E.P.
Heat Transfer Characteristics of Helical-Corrugated Tubes for Intube Boiling of Refrigerant R-12
AIChE-Symposium Series 70 (1974) 138, 98-106
- /W7/ Wunderlich, I.
Das Verhalten scherinduzierter Strukturen in verdünnten wässrigen Tensidlösungen
Dissertation, Universität Bayreuth, 1986

- /W8/ Wunderlich, I.; Hoffmann, H.; Rehage, H.
Flow Birefringence and Rheological Measurements on Shear Induced Structures
Rheol. Acta 26 (1987) 532-542
- /Z1/ Zana, R.; Yiv, S.; Strazielle, C.; Lianos, P.
Effect of Alcohol on the Properties of Micellar Systems I
Journal of Colloid and Interface Science 80 (1981) 1, 208-223
- /Z2/ Zielinski, R.; Ikeda, S.; Nomura, H.; Kato, S.
Effect of Temperature on Micelle Formation in Aqueous Solutions of Alkyltrimethyl
Bromides
Journal Colloid and Interface Science 129 (1989) 1, 175

Lebenslauf

Name Barbara Zeidler
Geburtsdatum und -ort 07.06.1966 in Bottrop
Familienstand verheiratet

Schulausbildung

1972 - 1976 Droste-Hülshoff-Grundschule in Bottrop
1976 - 1985 Josef-Albers-Gymnasium in Bottrop

Studium

1985 - 1991 Universität Dortmund
Fachrichtung Chemietechnik
10/1987 Vordiplom
09/1991 Diplom
Thema der Diplomarbeit:
Wechselwirkungen von mehreren Gegenionen auf die
Wirkungsgrenzen kationischer Reibungsminderer

Berufstätigkeit

10/1991 - 02/1997 Wissenschaftliche Mitarbeiterin im Bereich Energietechnik des
Fraunhofer-Instituts für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik
UMSICHT (bis 31.12.1997 Institut für Umwelt-, Sicherheits- und
Energietechnik UMSICHT e.V.), Oberhausen
seit 03/1997 Leiterin der Geschäftsstelle des Deutsch-Polnischen
Forschungsverbundes INCREASE sowie des Kompetenzfeldes
Internationale Zusammenarbeit - Schwerpunkt Mittel- und
Osteuropa, Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und
Energietechnik UMSICHT, Oberhausen

Durch den Einsatz widerstandsvermindernder Tensidlösungen läßt sich die Wirtschaftlichkeit der ressourcen- und umweltschonenden Fernwärmeversorgung deutlich erhöhen. Zeitgleich mit der Verringerung des Reibungsdruckverlustes tritt jedoch eine Verschlechterung des Wärmeübergangs auf, welche in Systemen mit Rohrbündelwärmeübertragern negative Folgen für den Fernwärmebetrieb haben kann.

Im Rahmen der Arbeiten werden verschiedene Möglichkeiten zur Beeinflussung des Wärmeübergangs in Rohrbündelwärmeübertragern bei Einsatz reibungsmindernder Additive systematisch untersucht. Neben dem Einsatz turbulenzfördernder Maßnahmen werden insbesondere die Effekte eines thermisch induzierten, reversiblen Wirkungsverlustes der Tensidlösung erforscht. Die durch die zielgerichtete Messdatenauswertung gewonnenen Ergebnisse ermöglichen eine qualitative und quantitative Auswahl geeigneter Maßnahmen, mit denen eine Reduzierung bzw. Kompensation der Wärmeübergangsverminderung erreichbar ist.

Fraunhofer UMSICHT ist in verschiedenen Arbeitsgebieten der Umwelt-, Sicherheits-, Prozess- und Energietechnik tätig. Das technisch-wissenschaftliche Institut versteht sich als Schnittstelle zwischen universitärer Forschung und industrieller Praxis. Seine Aufgabe ist die Unterstützung von kleinen und mittleren Betrieben sowie Großunternehmen bei der Entwicklung und Optimierung von technischen Verfahren. Neue, zukunftsweisende Erkenntnisse werden in marktfähige Produkte und Technologien, die zugleich wirtschaftlich und ökologisch vorteilhaft sind, übertragen.