

Forschungsarbeit

Experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Drahtgestrickeinbauten und berippten Rohren in Naturumlaufverdampfern

Jochen Hammerschmidt* und Stephan Scholl

DOI: 10.1002/cite.201200016

Es werden experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Turbulenzpromotoren in Naturumlaufverdampfern vorgestellt. An einem Einrohr-Naturumlaufverdampfer wurde das fluiddynamische und wärmetechnische Verhalten bei der Verdampfung von Wasser sowie eines Wasser/Glycerin-Gemisches untersucht. Bei der Verdampfung von Wasser wurde insbesondere mit dem innenberippten Rohr eine Stabilisierung der Fluidodynamik und deutliche Erhöhung des Wärmeübergangs festgestellt. Für das Wasser/Glycerin-Gemisch zeigte das Drahtgestrick-Insert die besten Ergebnisse.

Schlagwörter: Naturumlaufverdampfer, Prozessintensivierung, Turbulenzpromotoren, Wärmeübergang

Eingegangen: 06. Februar 2012; *revidiert:* 09. März 2012; *akzeptiert:* 15. Juni 2012

Experimental Investigation on the Use of Wire Mesh Inserts and Structured Tubes in Thermosyphon Reboilers

Experimental investigations on the use of turbulence promoters in thermosyphon reboilers are reported. In a single tube thermosyphon reboiler the fluiddynamic behavior and the heat transfer were investigated using water and a water-glycerol mixture as testing media. When evaporating water a significant increase in heat transfer and stabilization of the circulating flow was obtained using the finned tube. For the water-glycerol mixture the wire mesh insert showed the best performance.

Keywords: Heat transfer, Process intensification, Thermosyphon reboiler, Turbulence promoters

1 Problemstellung

Naturumlaufverdampfer sind in der stoffwandelnden Industrie als einstufige Eindampfstufe oder als Sumpfverdampfer in Rektifikationskolonnen eine der am häufigsten verwendeten Verdampfertypen. Der Selbstumlauf stellt sich aufgrund des Dichteunterschiedes zwischen einphasigem Zulauf und zweiphasigem Dampf/Flüssigkeitsgemisch in den Verdampferrohren ein. Durch diese Kopplung von Wärmeübergang und Fluidodynamik benötigen Naturumlaufverdampfer keine Umlaufpumpe und ermöglichen damit eine besonders wirtschaftliche Verdampfung in Bezug auf Inves-

titionen und Betriebskosten. Weitere Vorteile sind der einfache Aufbau mit einer guten Reinigbarkeit sowie hohe Wärmedurchgangskoeffizienten. Als nachteilig erweist sich die Kopplung von Wärmeübergang und Fluidodynamik insbesondere für den Betriebsbereich. Der Einsatz des Verdampfers ist eingeschränkt in Bezug auf den Systemdruck, die erforderliche treibende Temperaturdifferenz sowie die Viskosität und die Verdampfungseigenschaften des Verdampfungsmediums [1, 2]. Für einen stabilen Umlauf ist ein geeigneter Flüssigkeitsstand im Zulauf erforderlich, wodurch neben einem im Vergleich zu anderen Verdampfern begrenzteren Lastbereich die Freiheitsgrade im Betrieb eingeschränkt sind. Zur Dämpfung von Pulsation und zur Stabilisierung des Umlaufstroms wird im Betrieb von Naturumlaufverdampfern häufig der Zulauf zum Verdampfer gedrosselt [3]. Im Vergleich dazu erhöhen Turbulenzpromotoren oder oberflächenstrukturierte Rohre ebenfalls den Druckverlust, nutzen einen Teil der Reibungsarbeit allerdings zur Intensivierung des Wärmeübergangs.

Jochen Hammerschmidt (j.hammerschmidt@tu-braunschweig.de), Prof. Dr.-Ing. Stephan Scholl, Technische Universität Braunschweig, Institut für Chemische und Thermische Verfahrenstechnik, Langer Kamp 7, 38106 Braunschweig, Deutschland.

Der Einsatz von Einbauten und oberflächenstrukturierten Rohren zur Verbesserung des Wärmeübergangs ist in einer Vielzahl von technischen Anwendungen, wie z. B. der Schmierölkühlung mit Luftkühlern (Einbauten) [4] oder der Verdampfung von Kältemitteln (strukturierte Oberflächen) [5], Stand der Technik. Die Verbesserung beruht dabei auf verschiedenen Wirkmechanismen, wie der Störung thermischer Grenzschichten, einer verbesserten Strömungsdurchmischung, einer Vergrößerung der wärmeübertragenden Oberfläche oder einer erhöhten Anzahl an Keimstellen zur Bildung von Dampfblasen. Die Intensivierung des Wärmeübergangs wird dabei erkauft durch erhöhte Druckverluste, die in der Regel durch eine erhöhte Pumpleistung kompensiert werden müssen. Bei dem pumpenlosen Selbstumlauf in Naturumlaufverdampfern schlägt sich dies in einer Reduzierung des Umlaufstroms nieder. Der Einsatz von wärmeübergangsverbessernden Einbauten in Naturumlaufverdampfern wurde in [6, 7] simuliert. Die Autoren berücksichtigen in ihren Modellen den Einfluss der Turbulenzpromotoren in Bezug auf Wärmeübergang und Fluidodynamik nur in der Aufheizzone. Experimentelle Ergebnisse über den Einsatz von Turbulenzpromotoren und oberflächenmodifizierten Rohren in Naturumlaufverdampfern sind bislang nur im geringem Umfang veröffentlicht [8]. Aufgrund der Komplexität der Wechselwirkungen zwischen Wärmeübergang und Fluidodynamik und fehlenden experimentellen Daten ist eine verlässliche Vorausberechnung der Naturumlaufverdampfung unter Verwendung von Turbulenzpromotoren, wie Inserts oder oberflächenstrukturierten Rohren, bislang nicht möglich. Um den Einsatzbereich zu erweitern bzw. das Betriebsverhalten zu verbessern, wurde in dieser Arbeit der Einfluss von einem mit Drahtgestrick-Insert bestückten Glattrohr und einem innenberippten Rohr auf die Naturumlaufverdampfung untersucht. Als Versuchsmedien wurden Wasser und ein Glycerin/Wasser-Gemisch verwendet.

2 Messprinzip und Versuchsaufbau

Die Messungen wurden an einem Einrohr-Naturumlaufverdampfer mit der Verdampferrohrgeometrie $d_a \times s \times L = 20 \times 2 \times 1500$ mm durchgeführt (s. Abb. 1). Das Mantelrohr weist die Geometrie $d_a \times s \times L = 88,9 \times 3 \times 1500$ mm auf. Die Steuerung der Versuchsanlage und die Erfassung aller Messdaten erfolgte über das Prozessleitsystem LabVIEW. Im doppelwandigen, ölbeheizten Brüdenabscheider B1 liegt das Versuchsmedium vor. Der Flüssigkeitsstand wird durch einen Schwimmkörper (LIR 207) erfasst; zusätzlich werden Druck und Temperatur durch einen Drucktransmitter (PIR 203) und PT 100 Thermoelemente (TIR 118, 119) im Brüdenabscheider gemessen. Angegeben wird der Füllstand als scheinbarer Flüssigkeitsstand:

$$h_s^* = \frac{h}{L_{VR}} \quad (1)$$

Hierbei wird die Höhe der Flüssigkeitssäule auf die Verdampferrohrlänge bezogen. Massenstrom (FIR 205) und Dichte (DIR 206) des dem Verdampferrohr zuströmenden Fluids werden im Zulauf durch einen Coriolis Durchflussmesser (F1) der Firma Endress+Hauser Messtechnik GmbH+Co. KG [9] ermittelt. 13 cm unterhalb des Verdampferrohereintritts befindet sich ein Typ K Thermoelement (TIR 112) sowie ein Drucktransmitter (PIR 201). Die Beheizung des Verdampferrohrs erfolgt mantelseitig im Gegenstrom durch gesättigten Wasserdampf oder Hexanoldampf mittels eines Siedethermostaten (H2) der Firma GWK. Das am Verdampferrohr anfallende Heizdampfkonensat wird durch ein Bechersystem separat gesammelt und fließt nach der Wägung im Sammelbehälter B3 zurück zum Siedethermostaten. Rohrseitig erwärmt sich das unterkühlt dem Verdampferrohr zulaufende Fluid konvektiv. In dieser Aufheizzone kann insbesondere bei großen treibenden Temperaturdifferenzen an der Verdampferrohrwand unterkühltes Sieden auftreten. Hierbei kommt es durch die Überhitzung des Versuchsmediums an der Verdampferrohrwand zu einer Bildung von Dampfblasen. Diese kollabieren in der kälteren Kernströmung, wodurch im Vergleich zum rein konvektiven Wärmeübergang ein deutlich verbesserter Wärmeübergang erzielt wird [10]. Ist in der Kernströmung die Siedetemperatur erreicht, bleiben die Dampfblasen stabil und es herrscht Blasensieden vor. Zur experimentellen Ermittlung der Länge der Aufheizzone und der Verdampferrohrwandtemperatur befinden sich in der Kernströmung des Verdampferrohrs (TIR 210-219) und in der Verdampferrohrwand (TIR 101-110) jeweils zehn Typ K Thermoelemente. Druck (PIR 202) und Temperatur (TIR 115) werden 3 cm oberhalb des Verdampferrohraustritts ermittelt. Der entstehende Brüden trennt sich im Brüdenabscheider von der flüssigen Phase und kondensiert im Wärmeübertrager H3. Nach gravimetrischer Erfassung des Kondensats in Behälter B2 fördert die Pumpe P2 das Kondensat über eine elektrische Vorheizung H4 zurück in den Brüdenabscheider.

Zur Ermittlung der integral übertragenen Wärmeströme werden auf Heiz- und Produktseite die gravimetrisch ermittelten Kondensatströme verwendet. Produktseitig errechnet sich der Wärmestrom zu:

$$\dot{Q}_{PS} = \dot{m}_D \Delta h_v + \dot{m}_D c_p (T_S - T_F) + \dot{m}_U c_p (T_S - T_{VR, ein}) \quad (2)$$

In Gl. (2) werden neben dem erfassten Kopfprodukt zusätzlich eine Unterkühlung des Feeds sowie Wärmeverluste im Zulauf vom Brüdenabscheider bis zum Verdampferrohereintritt berücksichtigt. Auf der Heizseite ist zur Ermittlung des Wärmestroms neben dem gravimetrisch bestimmten Heizkondensat zusätzlich die Abkühlung des Kondensatfilms (TIR 116) berücksichtigt.

$$\dot{Q}_{HS} = \dot{m}_{HK} \Delta h_v + \dot{m}_{HK} c_p (T_S - T_{HK}) \quad (3)$$

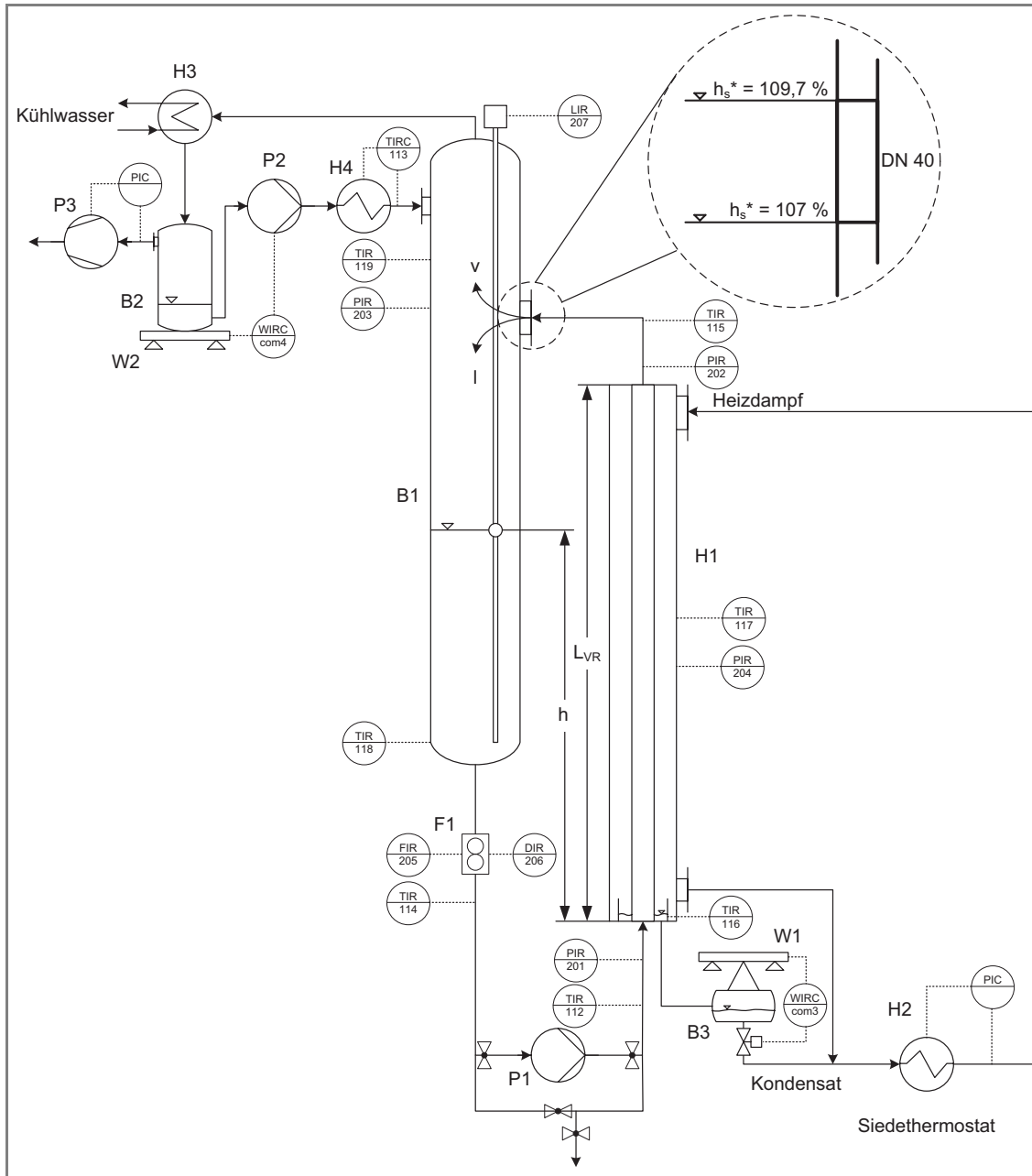


Abbildung 1. Fließbild des Naturumlaufverdampfers.

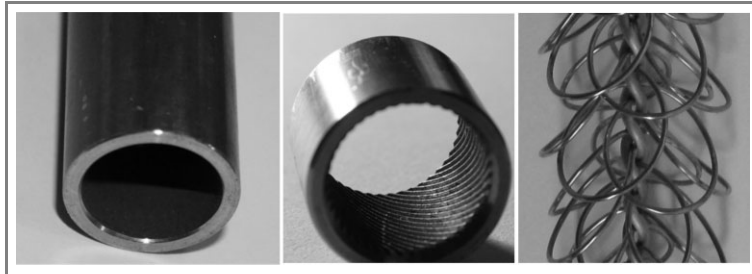
Alle in der Versuchsanlage verwendeten Thermolemente und Widerstandsthermometer wurden in einem ölbeheizten Kupferblock gegen ein Quarzthermometer kalibriert und weisen eine maximale Abweichung vom Referenzthermometer von $\pm 0,1\text{K}$ auf. Da bei der Kondensaterfassung auf der Heizseite für die Versuche im Vakuumbetrieb mit Wasser als Versuchsmedium und hiTRAN-Inserts größere Schwankungen auftraten, werden zur Vergleichbarkeit immer die produktseitig erfassten Wärmeströme verwendet. Der Wärmestrom nach Gl. (2) wird als Wärmestromdichte bezogen auf die in allen Fällen glatte Rohraußenfläche angegeben:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_{PS}}{\pi d_a L} \quad (4)$$

Unter Variation der in Tab. 1 dargestellten Parameter wurden Verdampfungsversuche mit einem Glattrohr, einem mit hiTRAN-Insert bestückten Glattrohr sowie einem innenberippten Kupferrohr durchgeführt (s. Abb. 2). Das verwendete hiTRAN-Insert CG-210 der Firma Cal Gavin Limited weist einen Volumenanteil der Schlaufen von etwa 3% des inneren Rohrvolumens auf. Beim innenberippten Kupferrohr der Firma Wieland-Werke AG beträgt der Kern-

Tabelle 1. Variierte Versuchsparameter.

Verdampfungsmedium	Wasser, Glycerin/Wasser-Gemisch mit $x_{\text{Gly}} = 0,29 \text{ mol}_{\text{Glycerin}} \cdot \text{mol}_{\text{ges}}^{-1}$
scheinbarer Flüssigkeitsstand	$75 \% \leq h_s^* \leq 130 \%$
Heizmedium	Wasserdampf, Hexanoldampf
treibende Temperaturdifferenzen	$5 \text{ K} \leq \Delta T \leq 40 \text{ K}$
Betriebsdruck	$0,2 \text{ bar} \leq p_{\text{BA}} \leq 1 \text{ bar}$
Versuchsrohre/Insert	Glattrohr, Edelstahl, EN 1.4301 hiTRAN-Insert, Cal Gavin Limited innenberipptes Kupferrohr, Wieland-Werke AG

**Abbildung 2.** Eingesetzte Versuchsrohre und Drahtgestrick-Insert, v.l.n.r.: Glattrohr, beripptes Rohr, hiTRAN-Insert.

durchmesser 16 mm bei einer Rippenhöhe von 0,5 mm. Die Wärmeleitfähigkeit des Rohrs beträgt $\lambda = 330 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Im Vergleich zum Glattrohr ist die Oberfläche auf der Innenseite des Rippenrohres um etwa 70 % vergrößert.

Für jeden Turbulenzpromotor wurden die gleichen Versuchsbedingungen eingestellt. Die Versuche wurden jeweils mit einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 120\text{--}130 \%$ gestartet und ein stationäres Betriebsverhalten abgewartet. Ein Versuch gilt als stationär, wenn die erfassten Kondensatströme und die Temperaturen im Zulauf des Verdampferrohrs 30 min konstant bleiben. Die Messung für einen scheinbaren Flüssigkeitsstand erfolgte über diesen Zeitraum. Nach Beendigung der Messung wurde der Flüssigkeitsstand abgesenkt und die nächste Messung nach Erreichen des stationären Betriebsverhaltens gestartet. Nach Messung des niedrigsten in der Versuchsanlage erfassbaren scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 75 \%$ ist die Messreihe beendet. Zur Validierung der Messreihen wurden diese mindestens einmal wiederholt. Für $107 \% \leq h_s^* \leq 109,6 \%$ liegt der scheinbare Flüssigkeitsstand zwischen Unter- und Oberkante des Brüdeneintrittsstutzens.

Da in dieser Arbeit nicht alle Ergebnisse des Forschungsprojektes dargestellt werden können, werden im Folgenden drei Versuchsreihen vorgestellt. Diese Versuche sind so gewählt, dass in der Praxis typischerweise auftretende Betriebsbereiche und Probleme sowie das Betriebsverhalten der Turbulenzpromotoren für diese besonders deutlich wird. Der Einfluss der Flüssigkeitsunterkühlung wird in der ersten Versuchsreihe durch einen Betriebsdruck von

$p_{\text{BA}} = 0,2 \text{ bar}$ und das Verdampfen von Wasser bei einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T_{\text{glob}} = 15 \text{ K}$ dargestellt. Als globale Temperaturdifferenz ΔT_{glob} wird die Differenz aus Kondensationstemperatur auf der Heizseite und der Sättigungstemperatur im Brüdenabscheider gewählt:

$$\Delta T_{\text{glob}} = T_S - T_{\text{BA}} \quad (5)$$

In dieser Versuchsreihe liegt die dem Verdampferrohr zulaufende Flüssigkeit stark unterkühlt vor, so dass mit einer langen Aufheizzone zu rechnen ist. In der zweiten Versuchsreihe wird Wasser bei Normaldruck verdampft, wodurch im Vergleich zur ersten Versuchsreihe eine deutlich geringere Unterkühlung der Flüssigkeit am Rohreintritt vorliegt. Hierdurch vergrößert sich der Einfluss der Verdampfungszone auf den integralen Wärmeübergang. Da der verwendete Siedethermostat nur im Vakuum arbeitet, erfolgte die Beheizung für diese Versuchsreihe mit Hexanoldampf bei einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T_{\text{glob}} = 40 \text{ K}$. Der Einfluss einer Gemischverdampfung mit einer im Vergleich zur ersten Versuchsreihe erhöhten Viskosität durch die Verwendung eines Glycerin/Wasser-Gemisches wird in der dritten Versuchsreihe, hier wieder mit Wasserdampfbeheizung, untersucht. Der Betriebsdruck beträgt $p_{\text{BA}} = 0,21 \text{ bar}$ bei einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T_{\text{glob}} = 15 \text{ K}$.

3 Experimentelle Ergebnisse und Interpretation

3.1 Wasser als Verdampfungsmedium bei $p_{\text{BA}} = 0,2 \text{ bar}$

Für das Versuchsmedium Wasser wurden Versuche bei Normaldruck unter Verwendung von Hexanoldampf als Heizmedium sowie Versuche im Vakuumbetrieb mit Wasserdampfbeheizung durchgeführt. Abhängig von der treibenden Temperaturdifferenz und dem scheinbaren Flüssigkeitsstand stellt sich für die verschiedenen Turbulenzpromotoren ein stark unterschiedliches Umlaufverhalten ein (s. Abb. 3). Die Betriebsbedingungen liegen für diesen Versuch mit einem Betriebsdruck von $p_{\text{BA}} = 0,2 \text{ bar}$ und einer treibenden Temperaturdifferenz von $\Delta T_{\text{glob}} = 15 \text{ K}$ im Grenzbereich für den Betrieb von Naturumlauferdampfern [1].

Dies zeigt sich deutlich im Umlaufverhalten des Naturumlauferdampfers. Bei hohen scheinbaren Flüssigkeitsständen im gefluteten Zustand von $110 \% \leq h_s^* \leq 120 \%$ sind für das Glattrohr konstante Rohreinlaufgeschwindigkeiten von $w = 0,2 \text{ m s}^{-1}$ festzustellen. Dies entspricht bei den vor-

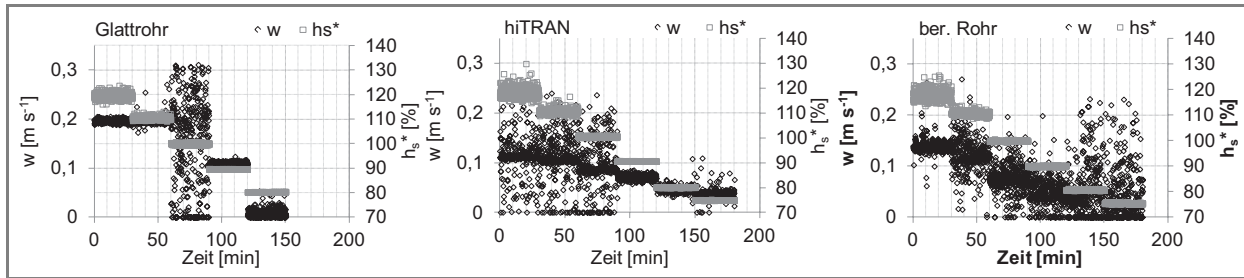


Abbildung 3. Fluiddynamik unter Verwendung der untersuchten Turbulenzpromotoren, $\Delta T_{\text{glob}} = 15 \text{ K}$, Produktseite: Wasser, $p_{\text{BA}} = 0,2 \text{ bar}$, Heizseite: Wasser, $p_{\text{Heiz}} = 0,39 \text{ bar}$.

liegenden Betriebsbedingungen etwa einer Reynolds-Zahl von $Re = 6655$. Ab einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 100\%$ ändert sich dieses Verhalten. So ist für das Glattrohr ein stark pulsierender Umlauf mit kurzzeitigem Stillstand der Strömung zu erkennen. Mit weiter sinkendem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 90\%$ erfolgt eine Stabilisierung der Rohreinlaufgeschwindigkeit, bis es bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 80\%$ zu einem Zusammenbruch der Umlaufströmung kommt. Mit Verwendung des hiTRAN-Inserts ändert sich das Umlaufverhalten deutlich. Für scheinbare Flüssigkeitsstände $100\% \leq h_s^* \leq 120\%$ ergibt sich ein stark pulsierendes Umlaufverhalten mit kurzzeitigem Zusammenbruch der Umlaufströmung. Im Vergleich zum Glattrohr ist die mittlere Rohreinlaufgeschwindigkeit deutlich verringert. Für $h_s^* \leq 90\%$ erfolgt eine Stabilisierung der Strömung. Im Gegensatz zum Glattrohr liegt auch bei $80\% \leq h_s^* \leq 75\%$ ein stabiler Umlaufstrom vor. Bei Verwendung des innenberippten Kupferrohrs ist für scheinbare Flüssigkeitsstände $h_s^* \geq 110\%$ im Vergleich zum hiTRAN-Insert eine leicht höhere Rohreinlaufgeschwindigkeit feststellbar. Mit weiter sinkenden scheinbaren Flüssigkeitsständen erfolgt ein stark pulsierendes Betriebsverhalten mit teilweiseem Zusammenbruch der Strömung.

Durch die Kopplung von Fluiddynamik und Wärmeübergang wirkt sich das fluiddynamische Verhalten auf den verdampfungseitigen Wärmeübergang und damit auf den übertragenen Wärmestrom aus (s. Abb. 4).

Das Glattrohr weist mit $10,9 \text{ kW m}^{-2} \leq \dot{q} \leq 15,6 \text{ kW m}^{-2}$ für alle scheinbaren Flüssigkeitsstände die geringsten übertragenen Wärmeströme für diese Betriebsbedingungen auf. Die höchste übertragene Wärmestromdichte ist bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 100\%$ festzustellen. Eine Erklärung hierfür ist das stark pulsierende Umlaufverhalten, durch das eine Störung der thermischen Grenzschicht mit verbessertem Wärmeübergang zu erwarten ist. Bei größeren scheinbaren Flüssigkeitsständen verringert sich der Wärmestrom, was durch eine Verlängerung der konvektiven Aufheizzone zu erklären ist. Bei scheinbaren Flüssigkeitsständen $h_s^* \leq 100\%$ verringert sich der Wärmeübergang mit dem sinkenden Umlaufstrom. Das hiTRAN-Insert weist mit maximalen Wärmestromdichten von $32,1 \text{ kW}$ bis zu dreimal größere Wärmeströme im Vergleich zum Glattrohr auf. Die maximale Wärmeübertragungsleis-

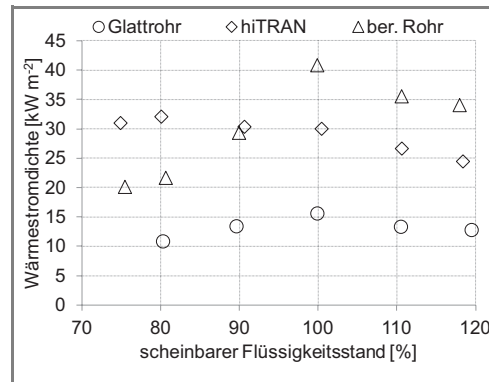


Abbildung 4. Wärmestromdichte für die verschiedenen Turbulenzpromotoren, $\Delta T_{\text{glob}} = 15 \text{ K}$, Produktseite: Wasser, $p_{\text{BA}} = 0,2 \text{ bar}$, Heizseite: Wasser, $p_{\text{Heiz}} = 0,39 \text{ bar}$.

tung wird für die geringsten scheinbaren Flüssigkeitsstände erreicht. Mit steigendem scheinbarem Flüssigkeitsstand nehmen die übertragenen Wärmeströme ab. Dies korrespondiert mit einem sehr stabilen Umlaufverhalten und deutlichen Schwankungen im Umlaufstrom für $h_s^* \geq 100\%$ (vgl. Abb. 3). Das innenberippte Kupferrohr weist für scheinbare Flüssigkeitsstände $h_s^* \geq 100\%$ die größten übertragenen Wärmestromdichten der untersuchten Einbauten auf. Der höchste gemessene Wärmestrom von $\dot{q} = 40,9 \text{ kW m}^{-2}$ wurde bei einem Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 100\%$ ermittelt. Niedrigere scheinbare Flüssigkeitsstände führen im Vergleich zum hiTRAN-Insert zu geringeren Wärmeströmen. Dies ist auch am fluiddynamischen Verhalten für $h_s^* \leq 90\%$ zu erkennen.

Um die Wärmeübergangsmechanismen genauer zu analysieren, können die gemessenen Temperaturprofile in der Kernströmung herangezogen werden (s. Abb. 5). Die Temperaturverläufe der Kernströmung können sowohl in der Aufheizzone als auch in der Zone des Blasensiedens hinreichend genau linearisiert werden. Der Pinchpunkt, d. h. der Ort der minimalen Temperaturdifferenz zwischen Heiz- und Verdampfungsseite, ergibt sich als Schnittpunkt der beiden Ausgleichsgeraden, die in Abb. 5 als gestrichelte Linien dargestellt sind. In der Aufheizzone liegt rein einphasige Erwärmung des Umlaufstroms vor. Geht man davon aus, dass die Differenz der gemessenen Kerntemperaturen gleich der Differenz der kalorischen Mitteltempera-

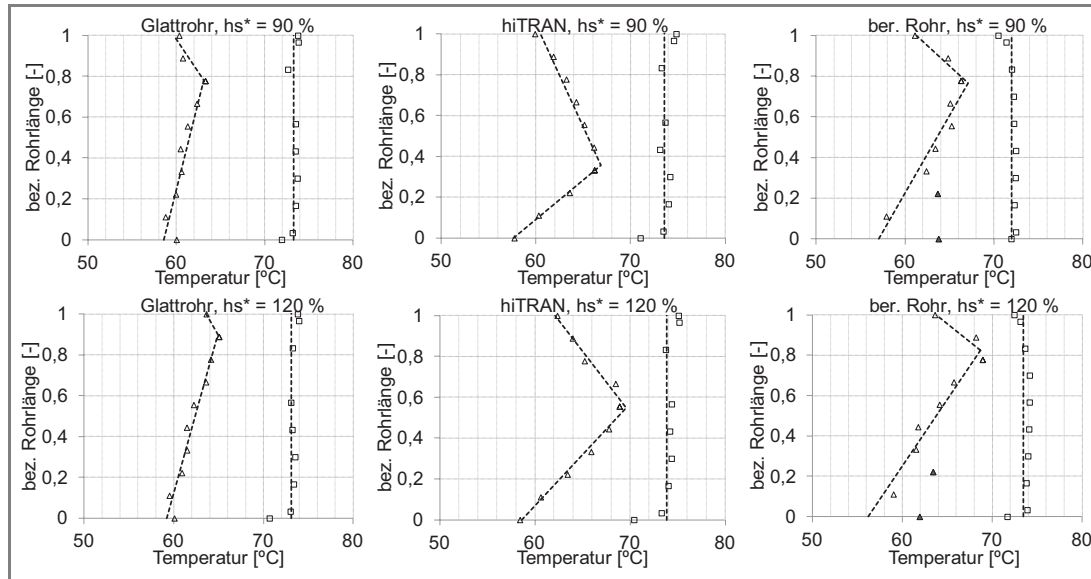


Abbildung 5. Temperaturprofile der untersuchten Turbulenzpromotoren, oben: $h_s^* = 90\%$, unten: $h_s^* = 120\%$, $\Delta T_{\text{glob}} = 15\text{ K}$, Produktseite: Wasser, $p_{\text{BA}} = 0,2\text{ bar}$, Heizseite: Wasser, $\rho_{\text{Heiz}} = 0,39\text{ bar}$.

turen der Strömung ist, so gilt für den Wärmestrom in der Aufheizzone:

$$\dot{Q}_{\text{AZ}} = \dot{m}_{\text{U}} c_p (T_{\text{Pinch}} - T_{\text{VR,ein}}) \quad (6)$$

Damit gilt für den in der Verdampfungszone übertragenen Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{\text{VZ}} = \dot{Q}_{\text{PS}} - \dot{Q}_{\text{AZ}} \quad (7)$$

Für die eingestellten Betriebsbedingungen ist für das Glattrohr sowohl bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 90\%$ als auch $h_s^* = 120\%$ eine sehr lange Aufheizzone von mehr als 4/5 der beheizten Verdampferrohrlänge erkennbar. Die Gründe hierfür liegen in einer starken Flüssigkeitsunterkühlung aufgrund des hydrostatischen Drucks am Rohreinlauf. Diese ist umso größer, je geringer der Absolutdruck im Brüdenabscheider ist; für $p_{\text{BA}} = 0,2\text{ bar}$ und $75\% \leq h_s^* \leq 130\%$ liegt sie zwischen 9,7 K und 15,1 K. Im Vergleich zum Glattrohr wird bei Verwendung des hiTRAN-Inserts die Aufheizzone deutlich verkürzt. Diese Verkürzung beruht auf der Intensivierung des Wärmeübergangs in der einphasigen Aufheizzone aufgrund der durch das Insert verursachten Quervermischung der Strömung sowie der Verringerung der Umlaufgeschwindigkeit. Das innenberippte Rohr verkürzt die Aufheizzone im Vergleich zum Glattrohr nur gering, überträgt jedoch integral einen deutlich größeren Wärmestrom. Um den Einfluss der Einbauten auf die Aufheizung und die Verdampfungszone zu vergleichen, können die in den Gln. (6) und (7) ermittelten Wärmeströme als Wärmestromdichten der Aufheiz- bzw. der Verdampfungszone dargestellt werden (s. Abb. 6).

Bei Betrachtung der normierten Wärmestromdichten wird deutlich, dass bei den eingestellten Betriebsbedingun-

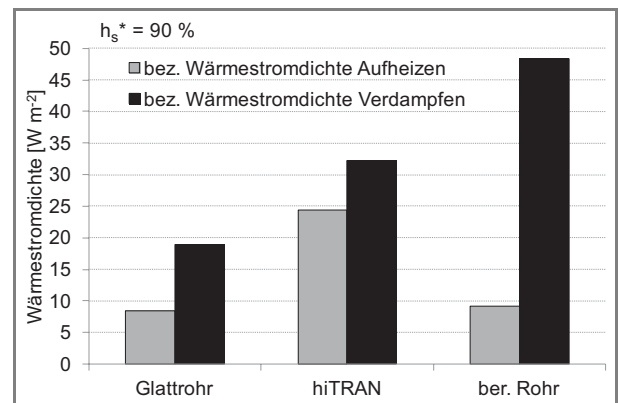


Abbildung 6. Normierte Wärmestromdichten der untersuchten Turbulenzpromotoren, $\Delta T_{\text{glob}} = 15\text{ K}$, $h_s^* = 90\%$, Produktseite: Wasser, $p_{\text{BA}} = 0,2\text{ bar}$, Heizseite: Wasser, $\rho_{\text{Heiz}} = 0,39\text{ bar}$.

gen das hiTRAN-Insert eine Steigerung des Wärmestroms gegenüber dem Glattrohr insbesondere in der Aufheizzone bewirkt. Die normierten Wärmestromdichten steigen hier etwa um das Dreifache von $8,4\text{ kW m}^{-2}$ für das Glattrohr auf $24,3\text{ kW m}^{-2}$ für das hiTRAN-Insert an. Die Wärmeübergangsverbesserung in der Verdampfungszone fällt dagegen geringer aus. Hier erhöht das hiTRAN-Insert die Wärmestromdichte gegenüber dem Glattrohr um einen Faktor von 1,7. Das innenberippte Rohr weist integral eine erhöhte Wärmestromdichte gegenüber dem Glattrohr auf, wobei in der Aufheizzone nur eine geringe Erhöhung der Wärmestromdichte erkennbar ist. In der Verdampfungszone erhöht das berippte Rohr die Wärmestromdichte des Glattrohrs um einen Faktor von 2,5, wodurch trotz langer Aufheizstrecke ein großer integraler Wärmestrom übertragen wird.

3.2 Wasser als Verdampfungsmedium bei $p_{BA} = 1$ bar

Das in Abschn. 3.1 beschriebene Ergebnis kann im Folgenden mit Versuchen bei Normaldruck belegt werden, bei denen die Flüssigkeitsunterkühlung geringer und die Aufheizzone im Vergleich zu den hier vorgestellten Versuchen damit kürzer ist. Abb. 7 zeigt die Ergebnisse zur Fluiddynamik, Abb. 8 zur Wärmeübertragung für die Verdampfung bei Normaldruck.

Im Vergleich zu den zuvor vorgestellten Versuchen im Vakuumbetrieb werden hier für das Glattrohr deutlich größere Rohreinlaufgeschwindigkeiten erreicht. Dies liegt zum einen an der geringeren Flüssigkeitsunterkühlung am Verdampferrohrinlauf von 2,8 K bei $h_s^* = 75\%$ und 4,7 K bei $h_s^* = 130\%$, zum anderen an der vorliegenden treibenden Temperaturdifferenz. Eine Rohreinlaufgeschwindigkeit von $0,2 \text{ m s}^{-1}$ entspricht bei diesen Bedingungen einer Reynolds-Zahl von $Re = 10961$. Für alle scheinbaren Flüssigkeitsstände ist ein stabiler Umlaufstrom für das Glattrohr feststellbar. Bei scheinbaren Flüssigkeitsständen $h_s^* = 120\%$ und $h_s^* \leq 100\%$ treten Schwankungen im Umlaufstrom auf. Diese werden durch Verwendung des hiTRAN-Inserts deutlich verringert, hierbei reduziert sich allerdings auch die Rohreinlaufgeschwindigkeit. Die Rohreinlaufgeschwindigkeit des berippten Rohrs entspricht etwa der des Glattrohrs. Schwankungen im Umlaufstrom sind mit Ausnahme der scheinbaren Flüssigkeitsstände $h_s^* = 90\%$ und $h_s^* = 100\%$ signifikant reduziert. Die ermittelten Wärmestromdichten für diese Betriebsbedingungen sind in Abb. 8 dargestellt.

Für die dargestellten Betriebsbedingungen ist bei Verwendung des Glattrohrs bzw. des hiTRAN-Inserts kein signifikanter Unterschied in den übertragenen Wärmestromdichten erkennbar. Mit dem innenberippten Rohr kann dagegen eine Erhöhung der integralen Wärmestromdichte um ca. 15 % realisiert werden.

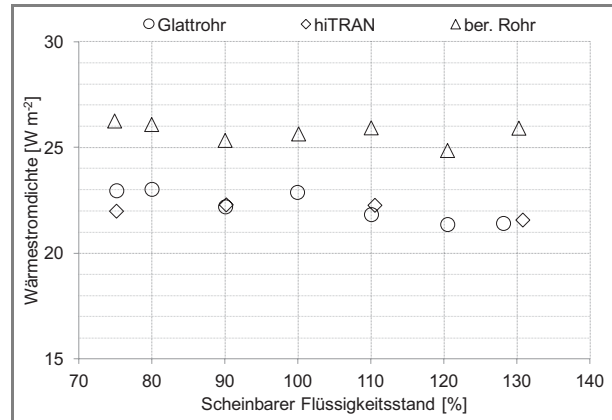


Abbildung 8. Übertragene Wärmestromdichte unter Verwendung der untersuchten Turbulenzpromotoren, $\Delta T_{\text{glob}} = 40 \text{ K}$, Produktseite: Wasser, $p_{BA} = 1 \text{ bar}$, Heizseite: Hexanol, $\rho_{\text{Heiz}} = 0,57 \text{ bar}$.

3.3 Versuche mit Glycerin/Wasser bei $p_{BA} = 0,21 \text{ bar}$

Um den Einfluss erhöhter Viskosität und geringer Leichtsiedergehalte zu untersuchen, wurden Naturumlafmessungen mit einem Glycerin/Wasser-Gemisch mit einem Molanteil Glycerin von $0,29 \text{ mol mol}_{\text{ges}}^{-1}$ bei einem Betriebsdruck von $p_{BA} = 0,21 \text{ bar}$ durchgeführt. Die Messergebnisse zur Fluiddynamik sind in Abb. 9, die Ergebnisse zur Wärmeübertragung in Abb. 10 dargestellt. Aufgrund der im Vergleich zu den Wassermessungen erhöhten Viskosität entspricht eine Rohreinlaufgeschwindigkeit von $w = 0,1 \text{ m s}^{-1}$ einer Reynolds-Zahl von $Re = 1027$.

Für scheinbare Flüssigkeitsstände von $h_s^* \geq 110\%$ sind bei Verwendung des Glattrohrs geringe, aber stabile Rohreinlaufgeschwindigkeiten von etwa $w = 0,05 \text{ m s}^{-1}$ festzustellen. Für scheinbare Flüssigkeitsstände von $h_s^* \leq 100\%$ erfolgt ein zeitweiser Zusammenbruch des Umlaufstroms und ein stoßweises, stark pulsierendes Umlaufverhalten entsteht. Bei Verwendung des hiTRAN-Inserts wird im Vergleich zum Glattrohr für alle scheinbaren Flüssigkeitsstände eine deutlich höhere Rohreinlaufgeschwindigkeit erzielt. Ein stabiler Umlauf liegt noch bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 80\%$ vor. Erst für $h_s^* = 75\%$ ist ein zeit-

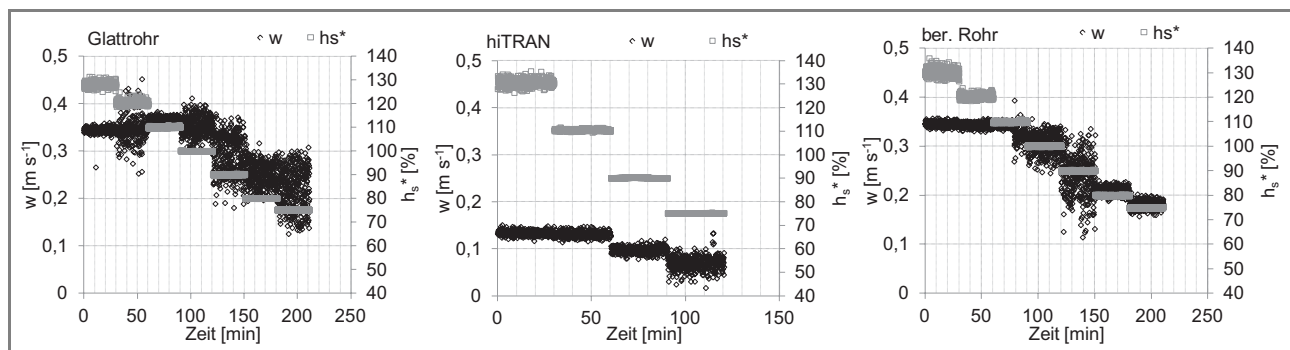


Abbildung 7. Fluiddynamik unter Verwendung der untersuchten Turbulenzpromotoren, $\Delta T_{\text{glob}} = 40 \text{ K}$, Produktseite: Wasser, $p_{BA} = 1 \text{ bar}$, Heizseite: Hexanol, $\rho_{\text{Heiz}} = 0,57 \text{ bar}$.

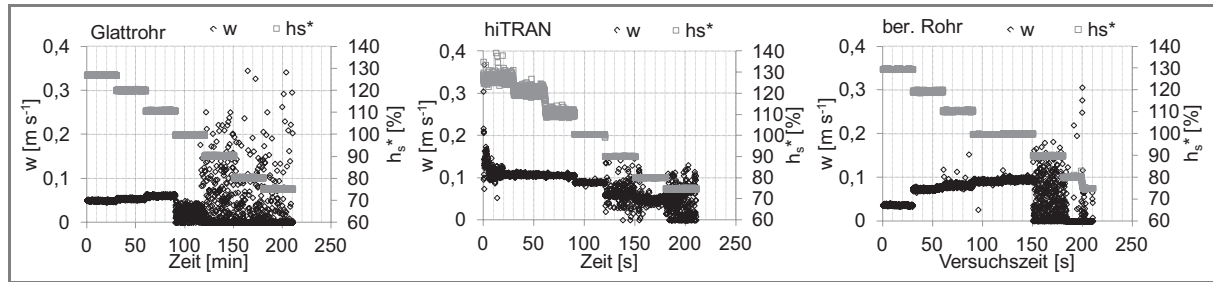


Abbildung 9. Fluidmechanik unter Verwendung der untersuchten Turbulenzpromotoren, $\Delta T_{\text{glob}} = 15 \text{ K}$, Produktseite: 29 Mol-% Glycerin/Wasser, $p_{\text{BA}} = 0,21 \text{ bar}$, Heizseite: Wasser, $p_{\text{Heiz}} = 0,59 \text{ bar}$.

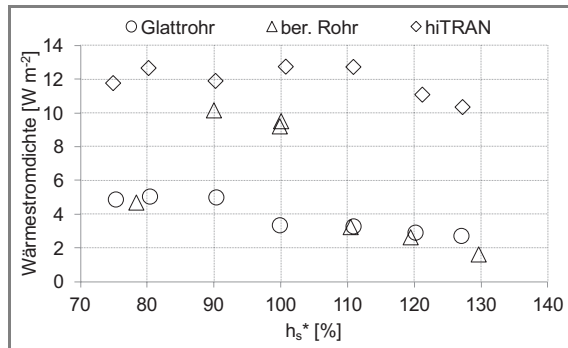


Abbildung 10. Übertragene Wärmestromdichte für die untersuchten Turbulenzpromotoren, $\Delta T_{\text{glob}} = 15 \text{ K}$, Produktseite: 29 Mol-% Glycerin/Wasser, $p_{\text{BA}} = 0,21 \text{ bar}$, Heizseite: Wasser, $p_{\text{Heiz}} = 0,59 \text{ bar}$.

weises Zusammenbrechen des Umlaufstroms zu erkennen. Ein ähnlicher Trend kann beim berippten Rohr festgestellt werden, bei dem bis zu einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 100\%$ ein stabiler Umlauf beobachtet wird. Charakteristisch ist der Anstieg des Umlaufstroms für das berippte Rohr im Bereich $130\% \geq h_s^* \geq 100\%$ mit sinkendem scheinbaren Flüssigkeitsstand, während für das mit hiTRAN-Insert ausgestattete Rohr eher ein Abfallen der Einlaufgeschwindigkeit zu erkennen ist.

Bei Verwendung des Glattrohrs werden für die Betriebsbedingungen geringe Wärmestromdichten von $\dot{q} < 5,1 \text{ kW m}^{-2}$ erreicht. Deutlich höhere Werte bis $\dot{q} = 10,2 \text{ kW m}^{-2}$ ergeben sich für scheinbare Flüssigkeitsstände von $90\% \leq h_s^* \leq 100\%$ für das innenberippte Rohr. Für die anderen Flüssigkeitsstände ist keine Erhöhung der integralen Wärmestromdichte gegenüber dem Glattrohr feststellbar. Eine Erklärung für diese sprunghafte Erhöhung des übertragenen Wärmestroms ist das fluiddynamische Verhalten des innenberippten Rohrs. Bei einem scheinbaren Flüssigkeitsstand von $h_s^* = 100\%$ wird für diese Betriebsbedingungen die höchste Rohreinlaufgeschwindigkeit erreicht, wogegen bei $h_s^* = 90\%$ eine deutliche Pulsation der Strömung erkennbar ist (s. Abb. 9). Aufgrund dieses fluiddynamischen Verhaltens scheint eine Störung der thermischen Grenzschicht den Wärmeübergang gegenüber dem Glattrohr zu verbessern.

Für das hiTRAN-Insert kann eine deutliche Erhöhung des übertragenen Wärmestroms für alle scheinbaren Flüssigkeitsstände erzielt werden. Die Begründung hierfür ist in

der Wärmeübergangsintensivierung in der konvektiven Aufheizzone und damit einer Verkürzung dieser Zone zu suchen. Insbesondere bei hoher Viskosität in Verbindung mit geringer Rohreinlaufgeschwindigkeit und damit geringen Reynolds-Zahlen ermöglicht das hiTRAN-Element noch eine gute Strömungsdurchmischung und damit eine Wärmeübergangsintensivierung.

Aus den dargestellten Versuchsergebnissen lassen sich folgende Aussagen über die Verwendung des innenberippten Rohrs und des hiTRAN-Inserts treffen: Das innenberippte Rohr erhöht den Wärmestrom gegenüber dem Glattrohr insbesondere bei Verdampfungsversuchen mit Wasser. Die Erhöhung des Wärmeübergangs erfolgt vor allem über einen signifikant erhöhten Wärmeübergang in der Verdampfungszone. In der Aufheizzone konnte teilweise eine leichte Erhöhung gegenüber dem Glattrohr festgestellt werden, was in einer geringfügigen Verkürzung derselben resultierte.

Das hiTRAN-Insert war in den Versuchen insbesondere für die Verdampfung des Glycerin/Wasser-Gemischs und des Wassers bei $p_{\text{BA}} = 0,2 \text{ bar}$ Betriebsdruck geeignet. Gegenüber dem Glattrohr kann bei Verwendung des Inserts der Wärmeübergang in der Aufheizzone signifikant erhöht und dieselbe deutlich verkürzt werden. Dies ist dann besonders effektiv, wenn in der einphasigen Aufheizzone laminare Strömung vorliegt. In der Verdampfungszone ist eine leichte Verbesserung des Wärmeübergangs gegenüber dem Glattrohr erkennbar.

Die experimentellen Befunde belegen ein sehr differenziertes Bild bezüglich der Vorteilhaftigkeit eines Einsatzes von Turbulenzpromotoren in Naturumlauferdampfern. Zur quantitativen Analyse und vertieften mechanistischen Interpretation ist eine abschnittsweise, iterative Berechnung von Wärmeübergang und Druckverlust erforderlich. Diese soll in einer nachfolgenden Publikation vorgestellt werden.

4 Zusammenfassung

Der Einsatz eines Drahtgestrick-Inserts und eines innenberippten Kupferrohrs in einem dampfbeheizten Einrohr-Naturumlauferdampfer mit Wasser und einem Glycerin/Wasser-Gemisch als Versuchsmedien wurde untersucht und mit Versuchsergebnissen eines konventionellen Glatt-

rohres verglichen. Bei Betriebsdrücken von $p_{BA} = 0,2$ bar wurde bei Verwendung des Drahtgestrick-Inserts eine deutliche Erhöhung des übertragenen Wärmestroms und eine Stabilisierung des Umlaufstroms gegenüber dem Glattrohr festgestellt. Die integrale Erhöhung des Wärmestroms beruht vor allem auf einer Erhöhung des Wärmeübergangs in der konvektiven Aufheizzone und damit der Verkürzung dieser Zone. Bei Verwendung des innenberippten Kupferrohres konnte der übertragene Wärmestrom gegenüber dem Glattrohr vor allem für das Versuchsmedium Wasser erhöht werden. Im Gegensatz zum Drahtgestrick-Insert ergibt sich die Erhöhung des integralen Wärmeübergangs vor allem aus Wärmeübergangsverbesserungen in der Verdampfungszone.

Die berichteten Arbeiten wurden im Rahmen des IGF-Vorhabens 15080 N1 „Erweiterte Einsatzmöglichkeiten von Naturumlaufverdampfern durch Turbulenzpromotoren und strukturierte Rohre“ der Forschungsvereinigung GVT über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Formelzeichen

c_p	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]	spezifische Wärmekapazität
d	[m]	Durchmesser
h	[m]	Flüssigkeitsstand
Δh_V	[J kg ⁻¹]	Verdampfungsenthalpie
h_s^*	[%]	scheinbarer Flüssigkeitsstand
L	[m]	Länge
\dot{m}	[kg s ⁻¹]	Massenstrom
p	[Pa]	Druck
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
\dot{q}	[kW m ⁻²]	Wärmestromdichte
s	[m]	Wanddicke

T	[K]	Temperatur
w	[m s ⁻¹]	mittlere Rohreinlaufgeschwindigkeit
a	[W m ⁻² K ⁻¹]	Wärmeübergangskoeffizient

Indizes

a	außen
AZ	Aufheizzone
BA	Brüdenabscheider
D	Destillat
ein	einströmen
F	Feed
ges	gesamt
glob	global
HS	Heizseite
HK	Heizkondensat
PS	Produktseite
S	Sättigung
U	Umlauf
V	Verdampfung
VZ	Verdampfungszone
VR	Verdampferrohr

Literatur

- [1] *Fluidverfahrenstechnik* (Ed: R. Goedecke), Wiley-VCH, Weinheim 2006.
- [2] *Heat exchanger design handbook* (Ed: G. F. Hewitt), Begell House, Redding, CT 1998.
- [3] K. Dialer, *Dissertation*, ETH Zürich 1983.
- [4] P. Ellerby, J. Van der Kamp, *Hydrocarbon Eng.* 2011, February, 59–65.
- [5] P. Rollmann et al., *Heat Mass Transfer* 2011, 47, 951–961.
- [6] M. Reza, J. Nasr, *Heat Transfer Eng.* 2006, 27 (6), 58–65.
- [7] G. T. Polley, I. Gibbard, *Chem. Eng.* 1998, 105 (5), 84–88.
- [8] S. Scholl, F. Brahim, *Appl. Therm. Eng.* 2005, 25, 2615–2629.
- [9] *Proline Promass 80F, 80M, 83F, 83M*, Technische Information, Endress + Hauser, Weil am Rhein 2007.
- [10] *VDI-Wärmeatlas*, 10th ed., Springer-Verlag, Berlin 2006.

DOI: 10.1002/cite.201200016

Experimentelle Untersuchungen zum Einsatz von Drahtgestrickeinbauten und berippten Rohren in Naturumlaufverdampfern

J. Hammerschmidt, S. Scholl*

Aufgrund der Kopplung von Wärmeübergang und Fluidodynamik zeigen Naturumlaufverdampfer in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebsbedingungen ein charakteristisches Betriebsverhalten. Der Einfluss von berippten Rohren und Drahtgestrickeinbauten wird in einem Einrohr-Naturumlaufverdampfer untersucht. ■

