

Messung des axialen Temperaturprofils in Wärmeübertragerrohren

- Versuch im Rahmen des Elli-Projektes „Remote Lab“ -

Version November 2017

Betreuung:	Frau M.Sc. Iris Rieth
Raum:	IC 3/099
Tel.:	+49 (0)234 / 32 – 25 849
E-Mail:	rieth@fluidvt.rub.de
Labor:	IDN 02 / 751

Inhalt

1. Ziel	1
2. Versuchsaufbau.....	2
3. Versuchsdurchführung.....	6
4. Auswertung	7
5. Theorie für die Auswertung	8
6. Anhang	10

1. Ziel

Wärmeübertrager werden in der Industrie zum Heizen oder Kühlen von Prozessströmen in Anlagen eingesetzt. Um ein optimales Wärmemanagement zu erhalten, müssen Temperatur und Massenstrom des Wärmübertragermediums dem Gesamtprozess entsprechend eingestellt werden. Dafür sind Informationen zu den Soll-Temperaturen und Ist-Temperaturen im Prozess notwendig. Diese werden typischerweise mit Thermoelementen punktuell vermessen. Ein neues System zur Messung der Temperatur innerhalb eines Apparates an mehreren Stellen ist die faseroptische Temperaturmesstechnik. Funktionsweise von Wärmeübertrager, sowie der faseroptischen Temperaturmesstechnik sollen in diesem Versuch vermittelt werden.

Ziel des Versuches ist, eigenständig online eine Anlage zu steuern um ein Temperaturprofil in einem Wärmeübertrager abhängig von Massenströmen und Heiztemperaturen zu ermitteln. Die von Ihnen ermittelten wärmetechnischen Zielgrößen, wie die Nusseltzahl und der Wärmeübergangskoeffizient, sind anschließend mit denen aus Fach- und Lehrbuchliteratur gegenüber zu stellen.

2. Versuchsaufbau



Abbildung 1: Versuchsaufbau

In der Abb. 1 ist die Gesamtanlage zusehen. Auf der linken Seite steht die Verdampfungsanlage und auf der rechten Seite die Auswerteeinheit für die installierte Glasfaser.

Pumpe (1): Die Membranpumpe ist eine Verdrängerpumpe, welche mittels eines Druckluftmotors angetrieben wird. Der Förderstrom der Pumpe kann über die Hublängenverstellung und/oder über die Hubfrequenzverstellung geregelt werden. Die Hublänge kann nur vor Ort an der Pumpe selber verstellt werden. Während des Online-Versuches dient die Hubfrequenz zur Steuerung des Massenstroms. Ein Signal mit der Steuerstromstärke von 4 mA entspricht 0 % Hubfrequenz, 20 mA entsprechend 100 % Hubfrequenz. Im Zwischenbereich verhält sich die Hubfrequenz proportional zur Stromstärke.

Pulsationsdämpfer (2): Diskontinuierlich oder oszillierend fördernde Pumpen wie die für die Versuchsanlage verwendete Membranpumpe können auf Grund ihres Wirkprinzips - im Gegensatz zu z. B. Kreiselpumpen - keinen gleichmäßigen Förderstrom erzeugen. Ist ein konstanter Förderstrom gefordert, kann ein Pulsationsdämpfer verwendet werden.

Um eine laminare und konstante Strömung zu gewährleisten (da alle nachfolgenden Berechnung und Gleichung sich auf die laminare Strömung beziehen), wurde ein Pulsationsdämpfer entwickelt. Dieser besteht aus zwei hinter einander geschalteten Glasbehältern, die ein Gaspolster enthalten. Das Fluid wird diskontinuierlich in den ersten Glasbehälter gepumpt und verlässt kontinuierlich den zweiten Glasbehälter.

Gegenstromwärmeübertrager (3):

Der Gegenstromwärmeübertrager besteht aus einem doppelwandigem Rohr mit der Länge 700 mm und einem Innendurchmesser von 15,9 mm.

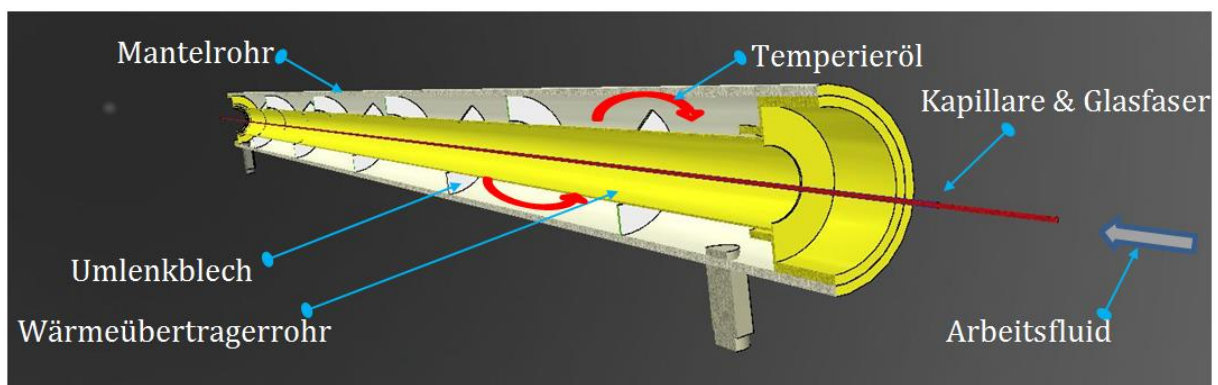


Abbildung 2: Prinzipsskizze Gegenstromwärmeübertrager

Glasfaser (4) und das Auswertegerät (5): Die Temperaturfaser misst über ihre Länge an 13 Messpunkten. Der Sensor wird an das Analysegerät (AWEM80-CCD-1) angeschlossen, welche mittels USB-Anschluss mit einem Computer verbunden ist. Anschließend können die Daten aus dem Programm „AWE“ direkt in ein Datenverarbeitungsprogramm überführt werden. Diese Daten werden mittels Screenshot in LabView angezeigt.

Thermostat (6): Zum Erhitzen des Fluides wird ein Laborthermostat der Firma LAUDA verwendet, welches auf der Mantelseite des Wärmeübertragers eine Temperierflüssigkeit (Bezeichnung: Therm 180) zirkulieren lässt. Laut Hersteller können mit dem Thermostat Temperaturen zwischen -20 °C und 240 °C realisiert werden.

Dampf-/Flüssigtrennung (7): Am Ausgang des Wärmeübertragers ist eine Konstruktion platziert, welche den Dampfstrom von der unverdampften Flüssigphase trennt. Im Anschluss an die Flüssigphase-Trennung ist ein Siphon angeschlossen, um zu verhindern, dass Teile der Dampfphase mit der Flüssigphase ausgetragen werden.

Kondensator (8): Am Ausgang der Dampf-/Flüssigtrennung wurde ein Kondensator angebracht. Dieser kondensiert den Dampfanteil aus sodass dieser anschließend gewogen werden kann. Um eine sichere Kondensation zu gewährleisten, ist dieser an die Betriebskühlstromleitung (Kühlwasser) angeschlossen.

Waagen (9): Zum Erstellen der Energie- und Massenbilanzen sind für die Versuchsanlage drei Waagen notwendig. Auf der Eduktseite um den Förderstrom in die Pumpe und auf der Produktseite um das Kondensat und den nicht verdampften heißen Fluidstrom zu erfassen.

Steuerungseinheit: Die Anlage wird mithilfe von LabView gesteuert und Messdaten ausgelesen.

Elemente die gesteuert werden

- Massenstrom
- Temperatur des Temperiermediums

Messgrößen

- axiales Temperaturprofil (Sensoren 1-13)
- Masse von Dampf- und Flüssigphase am Austritt

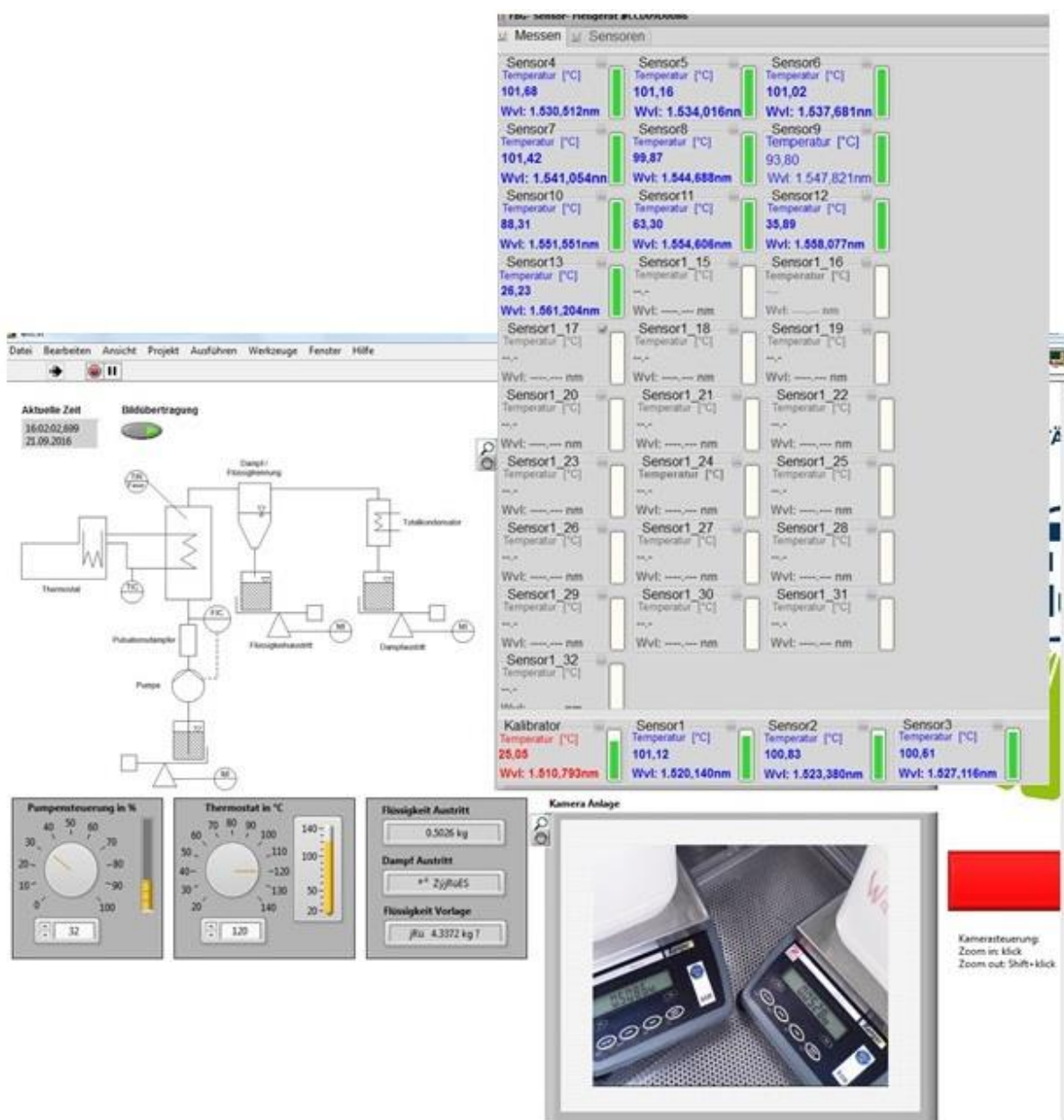


Abbildung 3: Steuerungsoberfläche

3. Versuchsdurchführung

Bevor Sie den Versuch starten, machen Sie sich mit dem Versuchsaufbau und den Spezifikationen der Pumpe, den Waagen, des Thermostaten und dem Temperatursensor vertraut.

a. Anfahren

- Als erstes wird die Pumpe angefahren. Da damit zu rechnen ist, dass die Pumpe und mindestens Teile der Zuleitung mit Luft oder Gas gefüllt sind, ist die Pumpe mit einer niedrigen Hubfrequenz einzuschalten. Erhöhen Sie die Hubfrequenz schrittweise bis zur richtigen Förderfrequenz für den ersten zu untersuchenden Messpunkt (0-100 %).
- Aktivieren Sie anschließend den Thermostaten und stellen Sie die erste zu untersuchende Manteltemperatur ein (20-140°C).

b. Betrieb

Alle Versuche zielen stets auf eine stationäre Betriebsweise ab. Beobachten Sie daher den Durchfluss bzw. die Massenänderung in den Auffangbehältern sowie die Temperaturentwicklung und warten Sie ab, bis sich ein stationärer Betrieb im Wärmeübertrager eingestellt hat. Nehmen Sie dafür alle 3 Minuten die untenstehenden Messwerte auf, bis sich die Temperatur im Wärmeübertrager nicht mehr ändert (vgl. Anhang: Vorlage Auswertung):

- die Massenströme auf der Dampf- und der Flüssigkeitsseite im Austritt des Wärmeübertragers
- die einzelnen Werte der Temperaturfaser

Stellen Sie anschließend die Versuchsparameter (Temperatur des Wärmeübertragermediums und Pumpenfrequenz) auf einen anderen, freiwählbaren Wert ein und verfahren Sie simultan.

c. Abfahren

Um die Anlage abzufahren ist als erstes die Temperatur des Wärmeübertragermediums abzukühlen. Dafür wird der Sollwert auf 20 °C gestellt. Sobald die Herunterkühlung des Wärmeträgermediums erfolgt ist (<100 °C), wird die Hubfrequenz der Pumpe (P) über das Steuerungsprogramm schrittweise auf 0 % verringert.

4. Auswertung

Stellen Sie die gesamten Ergebnisse vollständig und übersichtlich in einer Tabelle nach „Vorlage Auswertung“ dar. Alle benötigten Kennzahlen und Stoffwerte sind diesem Skript zu entnehmen bzw. mithilfe der experimentellen Ergebnisse zu berechnen. Als Quelle dient der VDI-Wärmeatlas.

a. Vorüberlegungen:

- Warum kann die Austrittstemperatur des Fluids nicht merklich 100 °C überschreiten?

b. Bestimmung der Nusselt-Zahl mithilfe der experimentellen Ergebnisse

- Berechnen Sie für jeden Messpunkt den Wärmestrom, der mantelseitig auf das Fluid übertragen wird und werten Sie diese Wärmeströme hinsichtlich gemittelter Wärmeübergangskoeffizienten aus. Bestimmen Sie anschließend die mittlere Nusseltzahl.
- Beschreiben und vergleichen Sie die einzelnen aufgenommenen Temperaturprofile und ermitteln Sie die ersichtlichen Flächen für den Bereich einphasiger Erwärmung und für die Verdampfung. Stellen Sie dazu die Temperaturverläufe über die Länge des Wärmeübertragers für die verschiedenen Betriebspunkte zusammen in einem Diagramm dar.

c. Bestimmung der theoretischen Nusselt-Zahl

- Wählen Sie die zutreffende Nusseltkorrelation mithilfe der Kennzahl $Re \cdot Pr \cdot di/L$ aus und berechnen Sie die theoretische mittlere Nusseltzahl sowie den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten für Ihre unterschiedlichen Betriebspunkte.

d. Vergleich der experimentell ermittelten und theoretisch berechneten Werte

- Stellen Sie Ihre experimentellen und theoretischen Wärmeübergangskoeffizienten gegenüber.
- Diskutieren Sie Übereinstimmungen zu Ihren eigenen Messergebnissen und geben Sie gegebenenfalls Ursachen für Abweichungen der experimentellen und berechneten Ergebnisse an (Aufbau, Durchführung, Annahmen bei Auswertung....).

4.1. Theorie für die Auswertung

Der Wärmestrom setzt sich aus dem Wärmestrom für die einphasige Erwärmung und den mit teilweiser Verdampfung zusammen:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{kond} + \dot{Q}_{verd} = k * A * \Delta T_{ln} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m} * c_p * (T_{100} - T_{F, ein}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{verd} = \dot{m}_{Dampf} * \Delta h_v \quad (3)$$

Mit ΔT_{ln} als die logarithmische Temperaturdifferenz von Wärmeübertragerwand und Fluid:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_W - T_{F, ein}) - (T_W - T_{F, aus})}{\ln \left(\frac{T_W - T_{F, ein}}{T_W - T_{F, aus}} \right)} \quad (4)$$

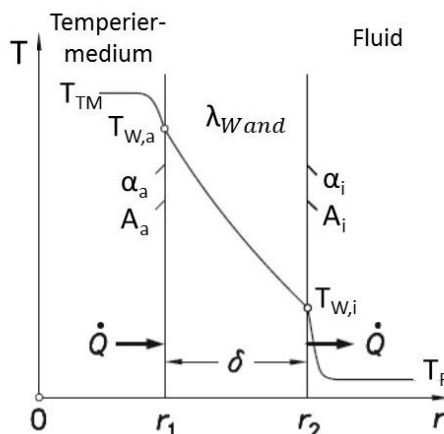


Abbildung 4: Theorie des Wärmedurchgangs durch eine Wand nach [Baehr 2013]

Aus Abbildung 4 ergibt sich für die den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten folgender Zusammenhang:

$$\frac{1}{k * A} = \frac{1}{A_i * \alpha_i} + \frac{\delta}{A_w * \lambda_{Wand}} + \frac{1}{A_a * \alpha_a} \quad (5)$$

Dabei wird von einer konstanten Wandtemperatur ausgegangen, die der des Temperiermediums entspricht. Es gilt also die Annahme einer vernachlässigbar kleinen Wanddicke δ und einem vernachlässigbarem Widerstand der Wärmeleitung durch die Wand.

Daraus folgt für den Wärmedurchgangskoeffizienten:

$$k = \alpha_i = \alpha_m \quad (6)$$

Die Nusselt-Zahl für die experimentellen Ergebnisse lässt sich mit folgender Gleichung berechnen. Dabei ist L_0 die charakteristische Länge, also der Innendurchmesser des Wärmeübertragers.

$$Nu_m = \frac{\alpha_m * L_0}{\lambda} \quad (7)$$

In der Literatur, wie z.B. dem VDI-Wärmeatlas, sind verschiedene Nusseltkorrelationen für unterschiedliche Geometrien, Strömungszuständen usw. zu finden. Bei durchströmten Rohren liegt eine Wärmeübertragung bei erzwungener Konvektion vor (VDI-Wärmeatlas, G1). Dabei wird unter laminarer und turbulenter Strömung unterschieden.

Für eine vollausgebildete Laminarströmung gilt bei einer konstanten Wandtemperatur für die mittlere Nusseltzahl:

$$\text{Für kleine } Re * Pr * \frac{d_i}{L}: \quad Nu_{m,1} = 3,66 \quad (8)$$

$$\text{Für große } Re * Pr * \frac{d_i}{L}: \quad Nu_{m,2} = 1,615 * \left(Re * Pr * \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \quad (9)$$

$$\text{Für alle } Re * Pr * \frac{d_i}{L}: \quad Nu_{m,3} = \left[Nu_{m,1}^3 + 0,7^3 + (Nu_{m,2} - 0,7)^3 \right] \quad (10)$$

Da für die Berechnung der Stoffwerte die mittlere Temperatur verwendet wird, ist der Einfluss der Temperatur auf die Nusseltzahl mithilfe der Prandtl-Zahl für die mittlere Temperatur und die Wandtemperatur zu berücksichtigen.

$$Nu_m = Nu_{m,i} * \left(\frac{Pr}{Pr_{wand}} \right)^{0,11} \quad (11)$$

Dabei gilt für die Reynolds-Zahl folgender Zusammenhang:

$$Re = \frac{w_0 * L_0}{\vartheta} \quad (12)$$

$$\text{mit } w = \frac{\dot{m}}{\rho * A} \quad (13)$$

Die Prandtl-Zahl Pr sowie Wärmekapazität c_p , Dichte ρ , Wärmeleitfähigkeit λ , kinematische Viskosität ϑ und Verdampfungsenthalpie Δh_v des Arbeitsmediums Wasser sind den Stoffwerte-Tabellen für die entsprechende Temperatur zu entnehmen bzw. zu interpolieren.

Anhang

Temperaturen	Wärmeleitfähigkeit	Wärmekapazität	Spezifisches Volumen	Temperaturen	Prandtl-Zahl	kinematische Viskosität
°C	$10^{-3} \text{ W}/(\text{m}^*\text{K})$	$\text{kJ}/(\text{kg}^*\text{K})$	m^3/kg	°C	-	$10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
20	598,5	4,1848	0,001002	20	7,0038	1,0034
25	607,2	4,1819	0,001003	25	6,1302	0,8927
30	615,5	4,1800	0,001004	30	5,4149	0,8008
35	623,3	4,1790	0,001006	35	4,8225	0,7236
40	630,6	4,1786	0,001008	40	4,3266	0,6581
45	637,4	4,1788	0,001010	45	3,9078	0,6020
50	643,6	4,1796	0,001012	50	3,5512	0,5535
60	654,4	4,1828	0,001017	60	2,9811	0,4744
70	663,1	4,1881	0,001023	70	2,5508	0,4131
80	670,0	4,1955	0,001029	80	2,2189	0,3646
90	675,3	4,2050	0,001036	90	1,9579	0,3257
Sättigung ts=99,61	(l) 678,97	4,2161	0,001043	100	1,0148	20,8101
	(g) 25,005	2,0759	1,694000	125	0,9889	24,0139
100	25,1	2,0741	1,6960	150	0,976	27,4685
110	25,8	2,0399	1,7448	175	0,9671	31,1783
120	26,5	2,0187	1,7932	200	0,9602	35,1442
130	27,3	2,0039	1,8413			
140	28,0	1,9933	1,8891			
150	28,8	1,9857	1,9367			
160	29,7	1,9805	1,9841			
170	30,5	1,9772	2,0314			
180	31,4	1,9755	2,0785			
190	32,4	1,9751	2,1256			
200	33,3	1,9757	2,1725			

[Wagner 1998] Für p=0,1 MPa

Verdampfungsenthalpie von Wasser bei Normaldruck:

$$\Delta h_v = 40,66 \text{ kJ}/\text{Mol} = 2257 \text{ kJ}/\text{kg}$$

Quellen:

Baehr, H.D. und K. Stephan: Wärme und Stoffübertragung. Springer-Lehrbuch. Springer Vieweg, Berlin, 8.Aufl., 2013.

Wagner, W.: Properties of water and steam. Springer, Berlin, 1998.

Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC), VDI-Wärmeatlas. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 2002.