

Methode zur Volumenstrommessung und zur  
Viskositätskontrolle von Beschichtungsfluiden der  
grafischen Industrie

Dem Fachbereich Maschinenbau  
an der Technischen Universität Darmstadt  
zur  
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genemigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

**Jann Neumann, M. Sc.**

aus Bernkastel-Kues

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Edgar Dörsam

1. Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz

2. Mitberichterstatter: Prof. Dr. Manfred Wilhelm (Universität Karlsruhe)

Tag der Einreichung: 20.1.2009

Tag der mündlichen Prüfung: 7.4.2009

Darmstadt 2009

D 17



## Kurzfassung

Die Veredelung von Druckprodukten findet in der Druckindustrie immer größeren Zuspruch. Hierzu zählt vor allem das Lackieren. Dabei ist das Ziel, einen Mehrwert durch neue optische und haptische Reize zu erzeugen oder die Haltbarkeit von Druckprodukten zu erhöhen. Um in der industriellen Produktion eine konstante Lackierqualität zu gewährleisten, ist eine Temperierung des Lackes zwingend erforderlich.

Die vorliegende Arbeit ist dadurch motiviert, eine bereits im Markt eingeführte Durchlaufterperierung für Lacke der grafischen Industrie um eine Volumenstrommessung und eine Viskositätskontrolle zu erweitern. Die Herausforderung der Aufgabenstellung besteht darin, die beiden neuen Funktionen nur durch den Einsatz einer neuen Software in die vorhandene Anlage zu integrieren.

In der Arbeit wird gezeigt, dass zur Volumenstrommessung die Verweilzeit des Fluides im Wärmeübertrager und in der Leitung ausgenutzt werden kann. Der Lack wird im Wärmeübertrager durch ein Eingangstemperatursignal thermisch markiert. Am Ende einer definierten Leitungslänge wird das vom System übertragene Ausgangstemperatursignal wieder erfasst. Neben einer Dämpfung weist das Ausgangssignal eine von der Verweilzeit abhängige Phasendifferenz zum Eingangssignal auf. Um aus dieser Phasendifferenz den Volumenstrom ermitteln zu können, widmet sich ein Teil dieser Arbeit dem Übertragungsverhalten des Systems. Dies ist vom Volumenstrom und der Eingangsfrequenz abhängig und wird mittels Differenzialgleichungen beschrieben.

In einem weiteren Teil der Arbeit werden die zur Simulation des Übertragungsverhaltens notwendigen Stoffeigenschaften, wie Fließverhalten, Dichte, Wärmekapazität und Temperaturleitfähigkeit, von acht unterschiedlichen Lacken gemessen. Auf Grundlage dieser Stoffeigenschaften und der Differenzialgleichungen wird das Verhalten des Systems simuliert. In einem experimentellen Teil der Arbeit wird das Modell an einem Prüfstand verifiziert.

Zur Viskositätskontrolle wird in einem weiteren experimentellen Teil der Einfluss der Viskosität des Lackes auf das Förderverhalten einer Schlauchpumpe ausgenutzt. Es wird gezeigt, unter welchen Voraussetzungen und in welchem Maße die Viskosität des Lackes das Förderverhalten einer Schlauchpumpe beeinflusst. Im letzten Abschnitt wird einer Methode vorgestellt, mit der dieser Effekt zusammen mit der Volumenstrommessung zu einer Viskositätskontrolle kombiniert werden kann.

Mit dieser Arbeit ist es gelungen eine Methode vorzustellen, mit der eine Anlage zur Lacktemperierung bei gleichen Herstellungskosten mit einer deutlich höheren Funktionalität ausgestattet werden kann. Die Funktionen sollen dazu beitragen, den Bediener zu entlasten und die Lackierqualität von Printprodukten zu steigern und über hohe Auflagen konstant zu halten.

## Summary

Refining print products becomes more and more relevant in the printing industry. Most important of all is the quality of the finish. The objective is to create a durable quality product with optical and flawless properties. To ensure a constant coating quality in the industrial production a constant temperature of the varnish is mandatory.

This thesis shows a method to improve a continuous flow heater for varnishes for the graphic industry utilizing volume flow measurement and viscosity inspection. The challenge is the integration of these two functionalities to a given system solely using new software.

This work shows that the residence time of fluids in the heat exchanger and in the pipeline can be used for flow volume measurement. The varnish is marked by an initial temperature signal while passing through the heat exchanger. This temperature signal is transferred to the end of the pipeline and then measured by a temperature sensor. The measured signal at the end of the line shows a phase displacement compared with the initial temperature signal. The phase displacement is a function of flow velocity. The signal transmission characteristics of the heat exchanger can be described by differential equations.

In another part of this work, material properties like flow behavior, density, heat capacity, and thermal diffusivity of varnish are measured. These material characteristics are the basis of the heat transfer simulation. Based on the material properties and the differential equations the behavior of the flow heater system is simulated. The model was verified by subsequent experiments.

Further experiments show the influence of the varnish's viscosity on the volume flow of a peristaltic pump. The correlation between rotation speed, flow volume of a special peristaltic pump, and viscosity of varnish is measured. A method was proposed for the inspection of viscosity using a phase displacement of the temperature signal and the rotation speed of a peristaltic pump.

In this work, a method has been introduced that successfully improves the varnish's temperature control system. It significantly improves functionality at the same production costs. This function shall contribute to relieve the operator, increase the coating quality of varnished print products and helps keeping the production process stable.

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter von Prof. Dr.-Ing. E. Dörsam am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der Technischen Universität Darmstadt.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Dörsam, der die Anregung zum Thema dieser Arbeit gab und mich in vielfältiger Weise bei der Fertigstellung unterstützte.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Pelz für die Übernahme des Koreferates und seine sehr hilfreichen Vorschläge und Anregungen bei Fragestellungen zu dieser Arbeit.

Ebenfalls gilt mein besonderer Dank Herrn Prof. Dr. M. Wilhelm von der Technischen Universität Karlsruhe für seine sehr hilfreichen Anregungen bei dem angenehmen Diskussionstag an seinem Institut und für seine Bereitschaft, das zweite Koreferat für diese Arbeit zu übernehmen.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Dipl.-Ing. Martin Haas und Herrn Dipl.-Ing. Thomas Kaulitz, sowie bei allen anderen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren für ihre Unterstützung beim Korrekturlesen dieser Arbeit, die überaus hilfreichen Diskussionen und der sehr angenehmen Arbeitsatmosphäre, die maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Ein besonderer Dank gebührt Herrn Günter Jung und Herrn Otto Hödl sowie allen Mitarbeitern der Fa. IAV GmbH in Rodgau, die mit ihrem überaus großen Engagement diese Arbeit überhaupt erst ermöglicht haben.

Ganz besonderer Dank gilt Sandra Botzet für ihre geduldige Unterstützung und meinen Eltern und Geschwistern, im Besonderen meiner Schwester Petra Rumpf, die während der gesamten Zeit an den Erfolg dieser Arbeit geglaubt und mich in jeglicher Weise unterstützt haben.

Darmstadt, im April 2009

Jann Neumann



## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einführung</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Ausgangssituation und Ziel</b> .....	<b>2</b>
2.1	Lackiereinrichtungen in der Druckindustrie .....	3
2.2	Lacke der grafischen Industrie .....	8
2.3	Geräte zur Lackversorgung und Lacktemperierung .....	11
2.3.1	Temperierung in einem Temperierbehälter .....	14
2.3.2	Automatisierte Lackversorgungsgeräte .....	17
2.3.3	Weitere Viskositätsregelanlagen .....	18
2.3.4	Lacktemperierung im Durchlaufprinzip .....	19
2.4	Ziel der Arbeit und Vorgehensweise .....	22
2.4.1	Ziel der Arbeit .....	22
2.4.2	Vorgehensweise .....	23
2.5	Stand der Wissenschaft .....	27
2.5.1	Durchflussmessung .....	28
2.5.2	Verweilzeitverteilung .....	29
2.5.3	Peristaltischer Transport .....	30
2.5.4	Stoffeigenschaften von Lacken der grafischen Industrie .....	31
<b>3</b>	<b>Charakterisierung von Lacken</b> .....	<b>32</b>
3.1	Auswahl der Lacke .....	32
3.2	Rheologische Charakterisierung von Lacken .....	34
3.2.1	Grundbegriffe der Rheologie .....	34
3.2.2	Relevante Scherratenbereiche im Transportprozess .....	36
3.2.3	Messgeräte .....	38
3.2.3.1	Rotationsrheometer .....	38
3.2.3.2	Auslaufbecher .....	40
3.2.4	Fließ- und Viskositätskurven .....	42
3.2.5	Anpassung der Viskositätskurven durch eine Modellfunktion .....	46
3.2.6	Temperaturabhängigkeit der Viskosität .....	50
3.3	Dichte .....	53
3.4	Spezifische Wärmekapazität .....	57
3.5	Temperaturleitfähigkeit .....	61

---

<b>4</b>	<b>Übertragungsfunktionen des Systems</b> .....	<b>67</b>
4.1	Übertragungsverhalten der Pumpe.....	68
4.1.1	Aufbau und Funktionsweise der Schlauchpumpe.....	68
4.1.2	Experimentelle Ermittlung des Übertragungsverhaltens.....	73
4.2	Übertragungsfunktion des Wärmeübertragers.....	78
4.2.1	Annahmen und Randbedingungen.....	79
4.2.2	Herleitung der Übertragungsfunktion.....	81
4.2.3	Frequenzgangdarstellung des Wärmeübertragers .....	93
4.2.4	Experimentelle Verifikation der Übertragungsfunktion.....	105
4.3	Übertragungsverhalten der Leitung .....	110
4.3.1	Einfluss der Viskosität auf das Geschwindigkeitsprofil .....	112
4.3.2	Einfluss der Pulsation auf die Verweilzeitverteilung .....	117
4.3.3	Experimentelle Ermittlung der Übertragungsfunktion .....	120
4.3.4	Übertragungsfunktion der Leitung .....	124
4.4	Modell des gesamten Systems.....	125
<b>5</b>	<b>Berechnung des Volumenstroms und der Viskosität</b> .....	<b>127</b>
5.1	Prinzipielle Vorgehensweise.....	127
5.2	Anwendung der Methode an zwei Beispielen.....	130
5.3	Fehlerbetrachtungen und Bewertung der Ergebnisse .....	142
5.3.1	Fehlerbetrachtung zur Referenzmessung .....	143
5.3.2	Bewertung der Ergebnisse .....	145
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	<b>151</b>
<b>7</b>	<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>153</b>
<b>8</b>	<b>Anhang</b> .....	<b>166</b>
8.1	Nebenrechnung .....	166

## Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

### Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$A$	$m^2$	Fläche
$\tilde{A}$	$dB$	Amplitude
$a$	$mm^2/s$	Temperaturleitfähigkeit
$a^*$	$mm^2/s^2$	Konstante zur Berechnung der Viskosität
$b^*$	$mm^2$	Konstante zur Berechnung der Viskosität
$c$	$J/kg K$	Wärmekapazität
$C_1$	$Pa s$	Materialkonstante
$d$	$m$	Durchmesser
$E_A$	$kJ/mol$	Fließaktivierungsenergie
$\bar{E}$	-	dimensionslose horizont. Halbachse einer Ellipse
$e$	$m$	mittlere, horizontale Halbachse einer Ellipse
$F$	$N$	Kraft
$\bar{G}$	-	dimensionslose vertikale Halbachse einer Ellipse
$g$	$m$	mittlere, vertikale Halbachse einer Ellipse
$h$	$m$	Abstand
$K$	-	Variable einer Modellfunktion
$l$	$m$	Länge
$M$	$Nm$	Drehmoment
$m$	$kg$	Masse
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$\bar{m}$	$kg/s$	mittlerer Massenstrom
$n$	$U/s$	Drehzahl

---

$N$	-	Exponent der Modellfunktionen
$Nu$	-	Nußelt-Zahl
$p$	<i>bar</i>	Druck
$Pr$	-	Prandtl-Zahl
$Q$	$J$	Wärmemenge
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$q$	$W/m^2$	Wärmestromdichte
$R$	$m$	Radius
$R_G$	$kJ/mol K$	Gaskonstante
$r$	$m$	Radius, Variable
$Re$	-	Reynolds-Zahl
$s$	-	Laplace Operator bezüglich der Zeit
$t$	$s$	Zeit, Variable
$T$	$s$	Konstante
$T_t$	$s$	Totzeit
$U$	$m$	Rohrumfang
$V$	$m^3$	Volumen
$\dot{V}$	$m^3/s$	Volumenstrom
$\bar{V}$	$m^3/s$	mittlerer Volumenstrom
$v$	$m/s$	Geschwindigkeit
$w$	$m/s$	Strömungsgeschwindigkeit
$\bar{w}$	$m/s$	mittlere Strömungsgeschwindigkeit, stationär
$x$	$m$	Rohrlängenkoordinate
$y$	-	Abweichung

## Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	$W/m^2K$	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	$^\circ$	Winkel des Kegel-Platte-Sensors
$\gamma$	-	Verzerrung
$\dot{\gamma}$	$1/s$	Scherrate
$\eta$	$Pa \cdot s$	dynamische Viskosität
$\Theta$	$^\circ C$	Temperatur, Frequenzbereich
$\vartheta$	$^\circ C$	Temperatur, Zeitbereich
$\lambda$	$W/mK$	Wärmeleitfähigkeit
$\nu$	$m^2/s$	kinematische Viskosität
$\xi$	-	Laplace-Operator bezüglich des Ortes
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\tau$	$Pa$	Schub-/ Scherspannung
$\varphi$	-	Phasenwinkel
$\omega$	$1/s$	Kreisfrequenz

## Indizes und Abkürzungen

a	außen
Abb.	Abbildung
abs	absolut
Al	Aluminium
dB	Dezibel
DGL	Differenzialgleichung
DR	Druckrolle

DSC	Differential-Scanning-Calorimeter
E	hydraulische Einlauf­länge
e	Eingang
F	Fluid
Fa.	Firma
FFT	Fast Fourier Transformation
ggf.	gegebenenfalls
HB	Herschel-Bulkey
i	innen
IR	Infrarot
k. A.	keine Angaben
kin.	kinematisch
L	Leitung
LFA	Laser Flash Methode
max	maximal
min	minimal
OW	Ostwald/de Waele
Puls	Förderstrompulsation
R	Rohr
ref	Referenz
rel.	relativ
Rot	Rotor
T	Temperiermedium, Wärmeträgermedium
t	Totzeit
TK	Tauchkörper
TPS	Transient Plane Source Technik
UV	ultraviolette Strahlung
vgl.	vergleiche
W	System Wärmeübertrager

Wa	Wand
WÜ	Wärmeübertrager
z. B.	zum Beispiel
zu	zugeführt



## 1 Einführung

Der Druckmaschinenbau hat in Deutschland eine große volkswirtschaftliche Bedeutung. Die Hersteller von Druckmaschinen hierzulande halten einen Weltmarktanteil von über 60 % [DÖR07]. Der weltweite Branchenumsatz der Druckindustrie wird für das Jahr 2010 auf ca. 1,19 Billionen Euro geschätzt [KOC07]. Damit die Konkurrenzfähigkeit von Maschinen und Druckprodukten im internationalen Wettbewerb weiterhin gewährleistet bleibt, sind kontinuierliche Weiterentwicklungen und Innovationen von entscheidender Bedeutung [BER98].

Um sich gegen den Massenmarkt durchsetzen zu können, setzen viele Hersteller von Druckprodukten auf eine große Effektivvielfalt. Der Einsatz von edlen Papieren, Folien, Metallpigmentfarben und verschiedenen Lacken nimmt dabei rasant zu [KOK04]. Ein Produktivitätsverlust durch Veredelung wird jedoch nur in den seltensten Fällen akzeptiert. Mehr als die Hälfte der Bogenoffsetmaschinen im Mittel- und Großformat wird heute mit mindestens einem Lackierwerk ausgeliefert [KLE07d]. So können Druckprodukte Inline durch den Auftrag unterschiedlicher Lackarten veredelt werden. Ziele der Veredelung können z. B. das Erreichen einer unverwechselbaren Optik, einer eindrucksvollen Haptik oder der Markenschutz sein.

Um die Prozessstabilität beim Lackieren zu gewährleisten, werden die Beschichtungsstoffe in modernen Verarbeitungsmaschinen konditioniert. Das heißt, sie können bei Bedarf in speziellen Lackversorgungsgeräten gerührt, erwärmt oder gekühlt werden, bevor sie dem Lackierwerk zugeführt und dort auf das Substrat aufgetragen werden. Die Temperierung des Lackes dient in erster Linie zur Einstellung einer geeigneten Verarbeitungsviskosität. Ist die Viskosität des Lackes zu niedrig, neigt er zum Nebeln und führt wegen Verlaufs auf dem Substrat zu einem ungewollten Punktzuwachs. Zu hohe Viskosität wiederum verringert zum Beispiel das übertragene Lackvolumen im Lackierwerk und kann so zu Fehlstellen im Druckbild führen. Eine generelle Aussage über eine optimale Verarbeitungsviskosität von Lack kann jedoch aufgrund der hohen Anzahl von Lacken, Verarbeitungsmaschinen und

Substraten nicht getroffen werden. Sie hängt vom konkreten Anwendungsfall ab.

## **2 Ausgangssituation und Ziel**

Die Entwicklungsbemühungen der letzten Jahre im Bereich Lackieren von Druckprodukten verfolgen mehrere Ziele. Es wird versucht, durch eine Verbesserung der Lackierqualität einen Mehrwert für den Endkunden zu schaffen. Bei Hochglanzveredelung kann dies zum Beispiel ein höherer Glanzgrad oder bei Mattlacken ein besonderer haptischer Effekt sein. Oder es werden durch die Kombination von unterschiedlichen Lackierungen neue optische Effekte erzeugt. Durch eine partielle Hochglanzlackierung auf mattiertem Untergrund können zum Beispiel Details eines Druckproduktes besonders hervorgehoben werden. Bezieht man an dieser Stelle noch die Effekte besonders pigmentierter Lacke, wie Perlglanz- und Metallpigmentlacke mit in die Betrachtung ein, wird die Vielfalt an möglichen Effekten schier unüberschaubar.

Die große Anzahl darstellbarer Effekte führt auf ein weiteres Ziel der Entwicklungsbemühungen. Zur Herstellung von veredelten Druckprodukten muss ein stabiler und reproduzierbarer Lackierprozess gewährleistet werden. Dazu gehört zum Beispiel eine gleichmäßige Lackschichtdicke auf einem Druckbogen sowie allen Druckbogen eines Auftrages. Übermäßiger Lackauftrag kann zu Spritzern oder ungewünschtem Verlaufen führen. Zu geringer Lackauftrag vermindert die erzielbaren Glanzgrade. Außerdem dürfen keine Verschmutzungen oder Luftblasen in der Lackschicht auftreten. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, kommen in der Druckindustrie verschiedene Lackierverfahren zum Einsatz.

## 2.1 Lackiereinrichtungen in der Druckindustrie

Generell kann zwischen Inline- und Offline-Lackierung differenziert werden. Bei der Inline-Lackierung erfolgen Farbdruck und Lackierung in einem Fertigungsschritt, d. h. im Allgemeinen in Druckmaschinen innerhalb eines Durchgangs (siehe Abb. 2.1). Im Gegensatz dazu erfolgen bei der Offline-Veredelung Farbdruck und Lackierung in mindestens zwei Fertigungsschritten.

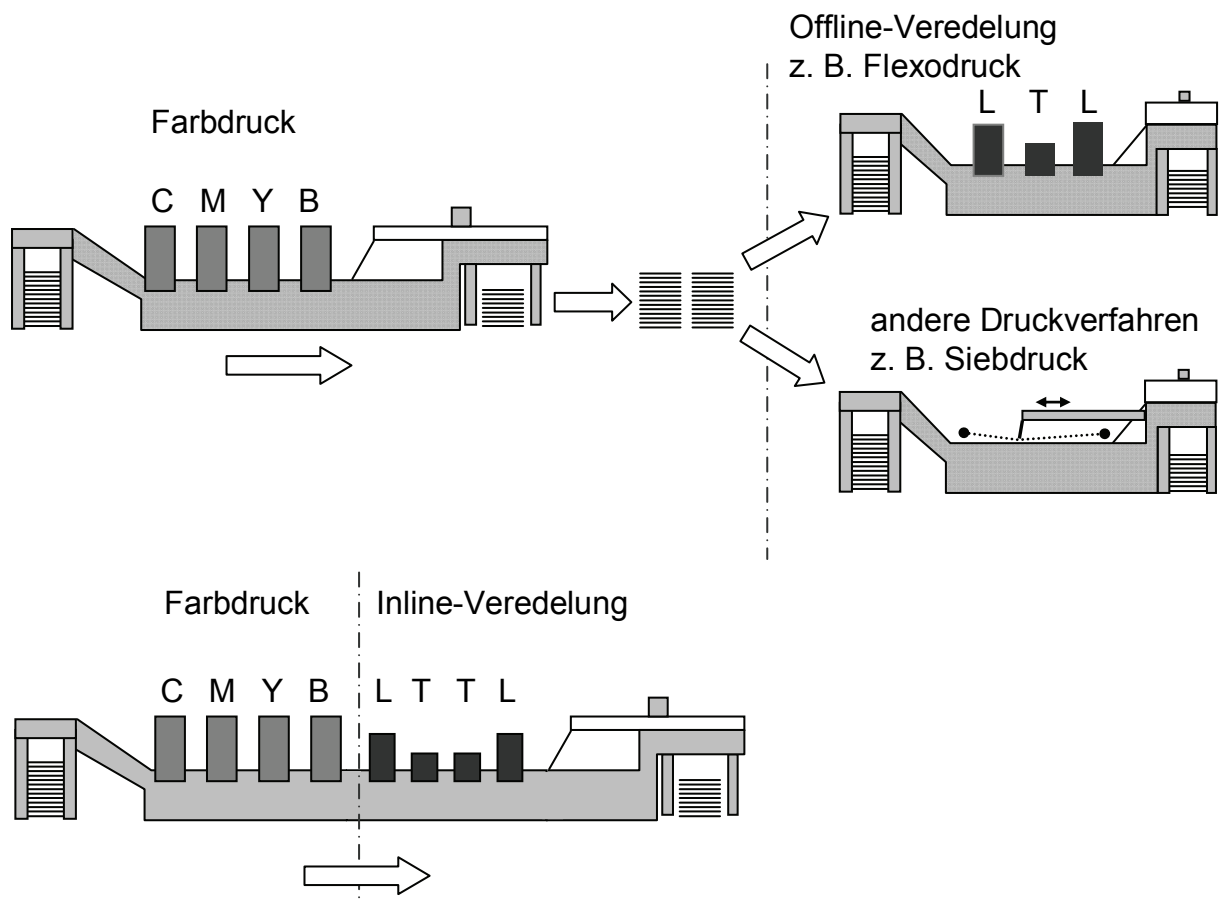


Abb. 2.1: Gegenüberstellung zwischen Inline- und Offline-Veredelung am Beispiel eines konventionellen vier-Farben-Druckes. C = Cyan, M = Magenta, Y = Yellow, B = Black, L = Lack, T = Trocknung. Bei der Offline-Veredelung können verschiedene Lackierverfahren zum Einsatz kommen (im Bild z. B. Siebdruck).

Neben zusätzlichen Fertigungsschritten werden bei der Offline-Veredelung häufig Spezialmaschinen verwendet. Hinzu kommt der höhere Personal- und Platzbedarf. All dies macht Produkte der Offline-

Veredelung in der Regel teurer als solche die inline hergestellt werden. Trotzdem hat die Offline-Veredelung ihre Berechtigung. Offline können dickere Lackschichten aufgetragen werden, was zu höherem Glanz führt [NIC06], [KUM03]. Die dickeren Lackschichtdicken verbessern auch den Scheuerschutz und die Festigkeit, z. B. von Verpackungen. In Druckereien, in denen nur gelegentlich lackiert wird, bietet die Offline-Veredelung eine wirtschaftliche Alternative, da ein ständiges Mitlaufen eines Inline-Lackwerkes unter Umständen zu teuer wäre [KLE06a].

Sowohl inline wie auch offline kommen heute im Wesentlichen drei unterschiedliche Veredelungsverfahren zum Einsatz:

### **1. Offsetdruck (Flachdruck)**

Für einfache Druckaufträge, bei denen keine besonders hohen Ansprüche an die Veredelung gestellt werden, kann in einem konventionellen Offsetdruckwerk ohne zusätzliche Maschinenausrüstung sogenannter Öldrucklack verarbeitet werden. Dieser Lack entspricht hinsichtlich seiner rheologischen Eigenschaften herkömmlicher Offsetdruckfarbe, enthält jedoch keine farbgebenden Stoffe oder Pigmente. Lackieren mittels Öldrucklack kann sowohl offline als auch inline erfolgen. Nachteilig sind der relativ geringe Glanz, die schlechte Haftung auf nicht saugenden Substraten und die langsame Trocknung [LAN05].

### **2. Siebdruck**

Beim Siebdruck handelt es sich um ein Durchdruckverfahren. Das heißt, der Lack gelangt beim Druckvorgang durch die Form hindurch auf das Substrat [KIP00]. Aufgrund der sehr hohen Schichtdicken sind die erzielbaren Glanzgrade bei diesem Verfahren unübertroffen. Auch lassen sich mit diesem Verfahren besondere Effekte wie Reliefe oder Blindenschrift realisieren. Aufgrund der eingeschränkten Prozessgeschwindigkeit eignet sich der Siebdruck bisher jedoch nur als Offline-Veredelungsverfahren.

### **3. Flexodruck**

Der Flexodruck wird zu den Hochdruckverfahren gezählt. Bei diesen Verfahren wird von hoch liegenden Druckelementen gedruckt [KIP00]. Im Gegensatz zum klassischen Buchdruck, der mit starren Druckformen aus Blei-Antimon-Zinn Legierungen arbeitete, werden im modernen Flexodruck heute elastische bzw. weiche, flexible Druckplatten (Klischees) eingesetzt [KIP00].

Mit diesem Verfahren lassen sich relativ hohe Lackschichtdicken im Bereich 5 – 10  $\mu\text{m}$  auftragen, wodurch sehr gute Glanzgrade erzielbar sind. Im Gegensatz zum Siebdruck eignet sich der Flexodruck aufgrund seiner hohen Prozessgeschwindigkeit auch als Inline-Veredelungsverfahren. Aufgrund dieser Vorteile ist das Flexodruckverfahren derzeit das wichtigste Lackierverfahren in der Druckindustrie.

#### **Lackwerk**

Wird ein solches Flexodruckwerk zur Inline-Veredelung in einer Offsetdruckmaschine eingesetzt, spricht man auch von einem Lackierwerk oder Lackwerk. Aufgrund seines Stellenwertes soll seine Funktionsweise an dieser Stelle etwas näher erörtert werden.

Ein solches Lackwerk besteht wie in Abb. 2.2 dargestellt generell aus einem Farbwerk, einem Formzylinder und einem Druckzylinder [KIP00].

Wobei in einer besonderen Bauform zur vollflächigen Lackierung anstelle des Klischees auch Gummitücher eingesetzt werden können. Am Funktionsprinzip ändert sich dadurch jedoch nichts.

Drei verschiedene Lackwerke sind heute in Bogenoffsetdruckmaschinen im Einsatz:

- das Lackwerk mit Rasterwalze und Rakel, insbesondere Kammerrakel (Abb. 2.2 a). Dieses System ist heute Standard in Lackwerken von Offsetdruckmaschinen. Die Dosierung der Lackmenge erfolgt über eine Rasterwalze in deren Oberfläche sehr kleine Vertiefungen oder Linien (Haschur-Walze) eingraviert sind. Typische Kantenlängen solcher Näpfchen liegen im Bereich 32 – 71  $\mu\text{m}$  [DÖR05]. Im Kammerrakel werden die Näpfchen oder

Linien mit Lack gefüllt. Überschüssiger Lack wird an einer Rakel abgerakelt. Der in den Nöpfchen verbleibende Lack wird zum Formzylinder (Abb. 2.2 a Nr.2) transportiert und im Walzenspalt auf das Klischee (die Druckplatte) übertragen. Die übertragene Lackmenge ist von der Größe und Anzahl der Nöpfchen, von den Stoffeigenschaften des Lackes bzw. der Gegenläuffläche und der Druckspannung abhängig.

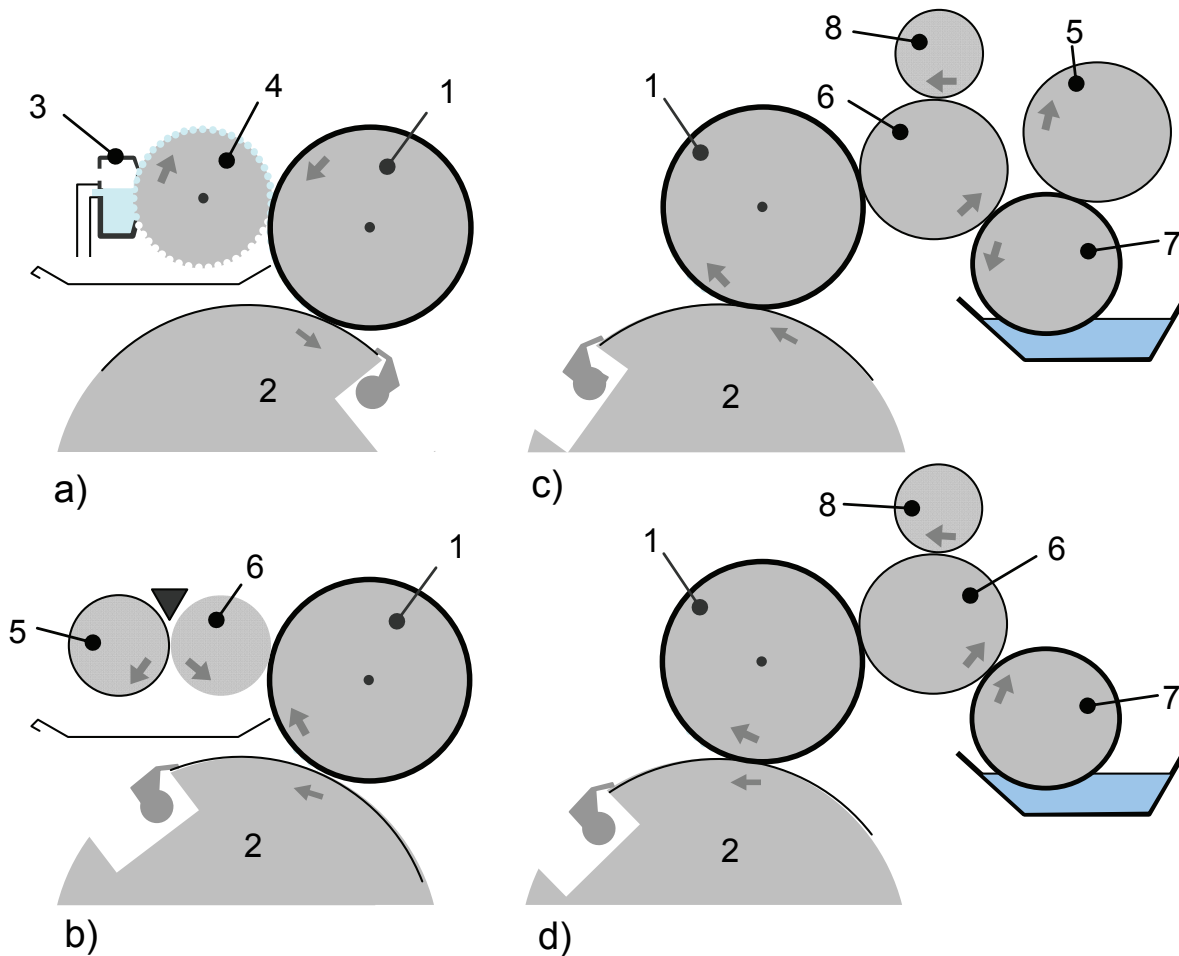


Abb. 2.2: Das Lackwerk dient zum Dosieren des Lackes. Der Lack wird zwischen Formzylinder (1) und Gegendruckzylinder (2) auf das Substrat übertragen. a) Lackierwerk mit Kammerrakel (3) und Rasterwalze (4) b) Zwei-Walzen-Lackwerk, Dosierwalze (5) aus Stahl. Die Auftragswalze (6) ist gummibeschichtet [BER98] c) Lackierwerk mit Schöpfwalze (7), Dosierwalze (5), Lackauftragswalze (6) und Reiterwalze (8) im Gegenlaufbetrieb d) Lackierwerk mit Schöpfwalze (7), Lackauftragswalze (6) und Reiterwalze (8) im Gleichlaufbetrieb.

- das Zwei-Walzen-Lackwerk (Abb. 2.2 b) besteht aus zwei gleich großen Walzen. Die Dosierwalze ist als Stahlwalze ausgeführt. Die Auftragswalze ist gummibeschichtet. Die beiden Walzen rotieren gleichsinnig und bilden ein kleines Reservoir, das durch ein Pumpensystem gespeist wird. Die Dosierung des Lackes erfolgt durch Einstellen des Walzenspalt [BER98].
- das Lackierwerk mit Schöpfwalze kann im Gegenlauf (Abb. 2.2 c) oder im Gleichlauf (Abb. 2.2 d) betrieben werden. Es besteht aus einer Schöpfwalze zum Separieren und Beschleunigen, einem Walzenspalt zum Dosieren und einer Reiterwalze zur Vergleichmäßigung des Lackfilms. Die Dosierung erfolgt über den Walzenspalt und über die einstellbare Drehzahldifferenz zwischen Schöpfwalze und Auftragswalze.

Das Zwei-Walzen-Lackwerk (Abb. 2.2 b) und das Lackwerk mit Schöpfwalze (Abb. 2.1 c und d) haben den Nachteil, dass die übertragene Lackmenge von der Rotationsgeschwindigkeit und damit von der Druckgeschwindigkeit abhängt [KLE07c]. Außerdem lässt sich der Walzenspalt, aufgrund der Verformung der Walzen, nur mit hohem Aufwand sehr gleichmäßig einstellen. Beim Lackwerk mit Rasterwalze ist die übertragene Lackmenge weitestgehend unabhängig von der Druckgeschwindigkeit. Aufgrund seiner Vorteile haben sich in den letzten Jahren die Rasterwalzenlackwerke als Standard durchgesetzt [BER98].

Die erzielbaren Nass-Lackschichtdicken im Flexodruck liegen in der Größenordnung  $5 - 10 \mu m$  und sind damit in etwa um den Faktor 10 höher als die erreichbaren Schichtdicken im Offsetdruck. Gegenüber dem Siebdruck, mit dem Nass-Lackschichtdicken zwischen  $20 - 100 \mu m$  [KIP00], [GOL08] aufgetragen werden können, zeichnet sich der Flexodruck durch seine wesentlich höhere Prozessgeschwindigkeit aus.

Wegen seiner Vorteile und seiner Verbreitung in der Industrie wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit nur noch das Rasterwalzenlackwerk betrachtet. Wird von einem Lackwerk gesprochen, ist somit implizit das Rasterwalzenlackwerk (Abb. 2.2.a) gemeint.

## 2.2 Lacke der grafischen Industrie

Wie bereits eingangs erwähnt, erreicht man mit der Oberflächenveredelung von Druckprodukten im Wesentlichen vier Hauptzielsetzungen:

- Schutz gegen mechanische Einflüsse (z. B. Abrieb oder Kratzer)
- Optische Effekte zur Steigerung der Werbewirksamkeit
- Sicherstellung der problemlosen Weiterverarbeitung
- Schutz gegen Produktpiraterie durch Einsatz von Sicherheitslacken

Zu diesem Zweck ist eine Vielfalt von unterschiedlichen Lackarten erhältlich, wie zum Beispiel Glanzlack, Mattlack, Antirutschlack, Effektlack und Duftlack. Diese Lackarten können nach verschiedenen Kriterien in verschiedene Systeme unterteilt werden. Ein sinnvolles Unterscheidungsmerkmal ist die Art der Trocknung.

Unter Trocknung von Druckfarben oder Lacken versteht man deren Übergang von einem viskosen, noch fließfähigen Zustand, in einen festen, möglichst elastischen Film, der außerdem noch eine gute Bindung an den Bedruckstoff aufweist. Dieses Ziel kann auf physikalischem oder chemischem Weg, sowie durch die Kombination aus beiden erreicht werden [ROS79].

Zu den physikalisch trocknenden Lacken gehören die sogenannten Dispersionslacke. Sie bestehen aus einer Trägersubstanz, in der Regel Wasser, mit darin dispergierten Partikeln (meist Acrylatpolymere). Bei der physikalischen Trocknung verdampfen die leichtflüchtigen Trägersubstanzen oder schlagen in den Bedruckstoff weg. Dabei lagern sich die dispergierten Partikel so eng zusammen, dass der dabei entstehende Kapillardruck die Partikel zu einer Lackschicht verschmelzen lässt [WEI08], [STE89]. Die Trocknungszeit dieser Lacke liegt im Bereich von etwa 1 Sekunde unter IR-Strahlern oder Heißlufttrocknern. Nachteil dieser Lacke ist der relativ hohe Anteil an Trägersubstanzen, die bei der Trocknung wegschlagen oder verdampfen und zu einer Abnahme der Schichtdicke führen. Bei Dispersionslacken kann die Abnahme der Schichtdicke im Bereich von 50% der Nassschichtdicke liegen. Die

Abnahme der Schichtdicke führt zu geringen Glanzgraden des fertigen Druckproduktes. Zur Gruppe der physikalisch trocknenden Lacke können auch Lösungsmittellacke gezählt werden. Diese sind in der Druckindustrie jedoch wenig verbreitet. Und werden daher in dieser Arbeit nicht betrachtet.

Eine weitere Gruppe sind die chemisch trocknenden Lacke. Die chemische Trocknung kann auch als Härtung bezeichnet werden. Sie erfolgt im Gegensatz zur physikalischen Trocknung nicht durch Verdampfen oder Wegschlagen einer Trägersubstanz oder Lösungsmittel, sondern durch Vernetzung von Bindemittelmolekülen zu einem dreidimensionalen Netzwerk [SCH68]. Bei der oxidativen Trocknung von Lacken erfolgt dies durch Anlagerung von Luftsauerstoff an die Doppelbindungen ungesättigter Fettsäureester im Bindemittel [GRA04b]. Nach diesem Mechanismus trocknen z. B. Öldrucklacke.

Bei der Strahlungstrocknung werden durch energiereiche Strahlung (meist UV-Licht) sogenannte Fotoinitiatoren aktiviert, die zur Polymerisierung des Bindemittels führen [BRU08]. Hierzu gehören radikalisch- und kationisch aushärtende Lacksysteme. Die radikalisch aushärtenden Lacke besitzen Fotoinitiatoren, die unter UV-Licht negativ geladene organische Radikale abspalten. Diese Radikale bewirken die Polymerisation [KLE07b]. Die Aushärtezeit dieser Lackart ist mit etwa 1/100 Sekunde sehr kurz. Die radikalische Polymerisation ist auch mit einer Volumenkontraktion, die sich negativ auf die Haftungseigenschaften des Lackes auswirken kann, verbunden. Je nach Formulierung des Lackes liegt der Schrumpf zwischen 5 % und 15 % [TAF08].

Im Gegensatz zu den radikalisch härtenden Lacken setzen die Fotoinitiatoren der kationisch aushärtenden Lacksysteme unter UV-Licht positiv geladene Kationen frei, die die Polymerisation einleiten und bis zur vollständigen Polymerisation aufrecht erhalten. Die Aushärtezeit ist mit etwa 1/2 Sekunde etwas länger [KLE07b]. Der Schrumpf bei diesen Lacken liegt zwischen 3 % und 5 % [TAF08].

Der Aushärtemechanismus wird sowohl bei radikalisch als auch bei den kationisch aushärtenden Lacken von UV-Licht initialisiert und ggf.

aufrechterhalten. Aus diesem Grund werden beide Lacksysteme zu dem Obergriff „UV-Lacke“ oder „UV-härtende Lacke“ zusammengefasst.

Die Wahl des Lacksystems hängt vom Druckprodukt und der zur Verfügung stehenden Druckmaschinenkonfiguration ab. Dispersionslacken muss die zur Verdunstung des Lösungsmittels notwendige Energie zugeführt werden. Diese wird in der Regel durch Infrarotstrahler, Heißluft oder der Kombination aus beiden bereitgestellt. Zur Verarbeitung von UV-Lacken muss die Druckmaschine mit UV-Strahlern ausgestattet sein.

Sowohl UV-härtende- wie auch Dispersionslacke können zur Erzeugung von besonderen haptischen oder optischen Effekten Mattierungsmittel enthalten. Mattierungsmittel sind dispergierte Teilchen, die beim Trocknen oder Härten des Lackes eine raue Lackoberfläche erzeugen. Diese raue Oberfläche streut einfallendes Licht und erzeugt so z. B. einen seidenmatten Effekt.

Abgesehen vom Öldrucklack, der nicht in Lackwerken sondern in herkömmlichen Offsetdruckwerken verarbeitet wird und an dieser Stelle nur aus Gründen der Vollständigkeit erwähnt wird<sup>1</sup>, können alle oben genannten Lacksysteme mithilfe einer Rasterwalze dosiert und im Lackwerk auf das Substrat aufgetragen werden.

Wie bereits bei der Beschreibung der Lackwerktypen erwähnt, haben die rheologischen Eigenschaften des Lackes einen Einfluss auf die im Lackwerk übertragbare Lackmenge und damit erzielbare Schichtdicke und optische Wirkung auf dem Substrat [NOR06], [NIC06], [KUM03].

Aus diesem Grund werden sowohl Dispersions- als auch UV-Lacke mit unterschiedlichen Viskositäten hergestellt. Die Angabe der Viskosität des Lackes erfolgt dabei in der Regel in der Einheit „Bechersekunden“. Bei dieser Einheit handelt es sich um die Zeit, die eine bestimmte Menge Lack bei Raumtemperatur braucht, um durch eine definierte Öffnung in einem Becher auszufließen. Auf diese Messmethode wird im Kapitel 3.2.3.2 (zur Charakterisierung von Lacken) näher eingegangen.

---

<sup>1</sup> Etwa 5 % aller Bogenoffsetdrucke werden mit Öldrucklacken veredelt [FRA07].

Die Theorie und die Erfahrung in der Praxis hat gezeigt, dass die Temperatur des Lackes einen signifikanten Einfluss auf die Viskosität und damit auf das Druckergebnis hat [WAL03]. Aus diesem Grund werden Geräte angeboten, die den Lack vor der Verarbeitung temperieren.

### **2.3 Geräte zur Lackversorgung und Lacktemperierung**

Geräte zur Lackversorgung haben die Aufgabe, eine ausreichende Mengen Lack im Lackwerk der Druckmaschine bereitzustellen. In der einfachsten Ausführung besteht ein solches Gerät aus zwei Leitungen mit jeweils einer Pumpe, eine zum Fördern und eine Zweite zum Abpumpen von überschüssigem Lack.

Besonders bei der Verarbeitung von Dispersionslacken kann es durch versehentlichem Abschalten der Pumpen zum Antrocknen des Lackes auf der Rasterwalze kommen. Um dies zu verhindern, sind die Pumpen des Lackversorgungssystems in der Regel steuerungstechnisch in die Druckmaschine integriert. Zusätzlich überwachen Leckagesensoren den Zustand des Lackwerks. Über die Druckmaschinensteuerung ist im Notfall ein schnelles Abpumpen des Lackes gewährleistet.

Als Förderpumpen werden Membranpumpen [PAL07], Schlauchpumpen, Kreiselpumpen oder Ringkolbenpumpen [VOL08], [HEI08] eingesetzt. Besondere Vorteile beim Fördern von Lack bieten Schlauchpumpen [WAL03]. Aufgrund ihrer Bauweise können bei einem Lackwechsel alle Lack führenden Elemente einfach ausgetauscht werden, was die Reinigung erheblich vereinfacht [DEU03], [PAT06], [CHR07]. Zusätzlich sind Schlauchpumpen zum Fördern pigmentierter Lacke besonders geeignet, da die Pigmente beim Quetschvorgang nicht zerrieben werden. Generell wird immer mehr Lack ans Lackwerk gefördert, als tatsächlich verbraucht wird. Dies dient in erster Linie zum Abtransport von Schaum, der in Lackwerken entsteht. Ein zu hoher Volumenstrom kann allerdings durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten die Schaumbildung begünstigen. Sämtliche Ursachen zur Entstehung von Schaum in Lackwerken und Lackversorgungssystemen konnten bisher noch nicht

bis ins Detail geklärt werden [ZEC06]. In Abb. 2.3 ist eine Ursache für Schaumbildung dargestellt.

Die leeren Nöpfchen werden in der Kammerrakel mit Lack gefüllt. Dabei wird Luft verdrängt, die als Bläschen im Lack aufsteigt. Werden diese nicht rechtzeitig durch frischen Lack aus der Kammerrakel gespült, sammeln sie sich und können je nach Lacktyp einen kleinzelligen und stabilen Schaum bilden<sup>2</sup>. Dieser behindert das Füllen der Nöpfchen und vermindert so die übertragene Lackmenge und damit die Druckqualität [WAL03].

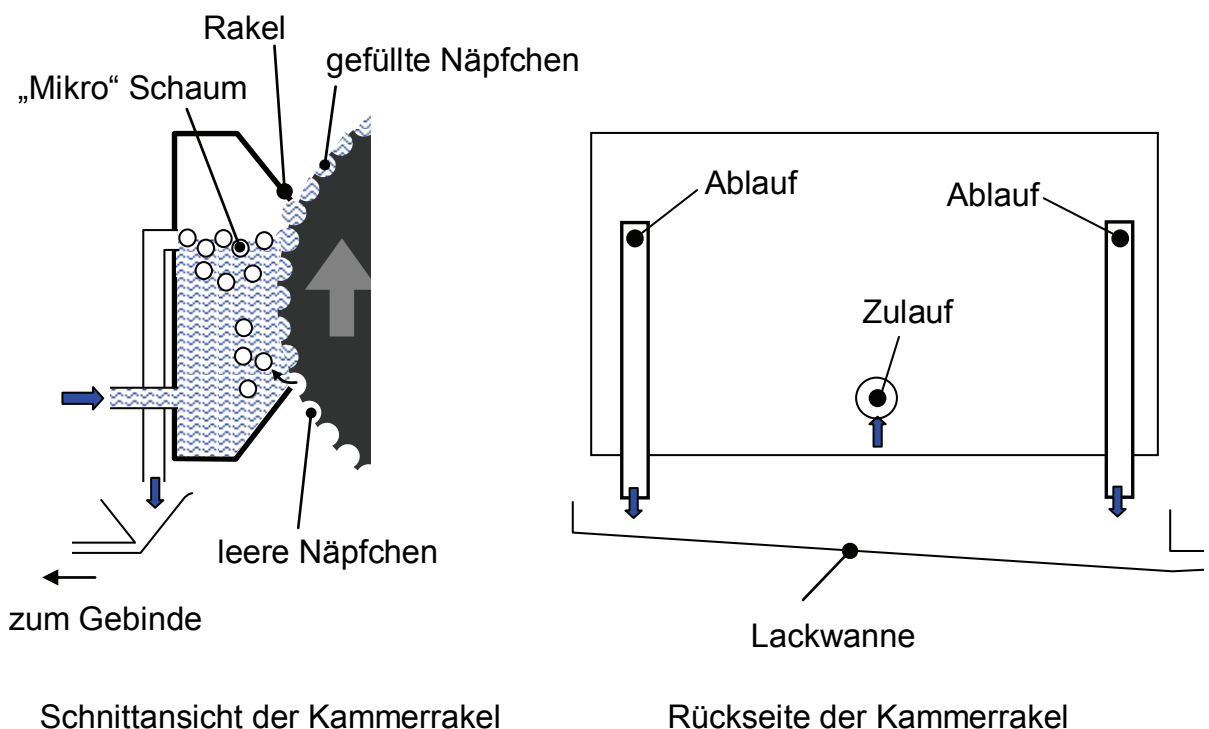


Abb. 2.3: Schematische Darstellung der Schaumentstehung in der Kammerrakel. Die Nöpfchen sind sehr stark vergrößert (typische Kantenlängen der Nöpfchen liegen im Bereich 32 – 71  $\mu\text{m}$  [DÖR05]). Durch die Rasterwalze wird Luft in den Lack transportiert. In der Regel erfolgt die Zuführung des Lackes durch die Mitte der Kammerrakel [HAR08], [TRE08]. Überschüssiger Lack fließt über höher angeordneten Ablauföffnungen in eine Lackwanne und wird wieder ins Gebinde gefördert.

<sup>2</sup> von Druckern häufig als „dicklaufender“ Lack bezeichnet

Letztendlich muss der Lackierprozess gestoppt werden, die Kammerrakel muss demontiert und manuell vom Schaum befreit werden. Maschinenstillstandszeiten sind die Folge [COL07]. Um diesen Effekt zu vermindern, werden den Lacken in der Regel präventiv entschäumende Additive zugegeben [ZEC03].

Feldtests haben gezeigt, dass bei den eingesetzten Pumpen zur Lackversorgung der tatsächlich geförderte Volumenstrom nicht nur von der Drehzahl der Pumpe, sondern unter bestimmten Umständen auch von der Viskosität des geförderten Lackes abhängt<sup>3</sup>. Auf diese Zusammenhänge wird im Kapitel 4.1.1 näher eingegangen.

Optional können Lackversorgungssysteme zusätzlich mit einer Lacktemperierung gekoppelt werden. Diese hat die Aufgabe eine Überhitzung des Lackes zu verhindern und den Lack mit konstanter Temperatur und damit möglichst konstanter Viskosität an das Lackwerk zu liefern.

Da nur wenige Druckereien klimatisiert sind, können tageszeit- und jahreszeitabhängige Temperaturschwankungen beträchtlich sein. Allein durch die Abwärme der Trockner kommt es während des Betriebs der Druckmaschine zwangsläufig zu Temperaturänderungen, die sich auch auf das Lackwerk und damit auf die Viskosität des Lackes auswirken.

Die erforderliche Viskosität zur Erzielung eines optimalen Lackierergebnisses hängt von zahlreichen Faktoren ab. Bei Lackierwerken mit Rasterwalzen wird sie z. B. maßgeblich von der Näpfchengeometrie der Rasterwalze bestimmt. Nach dem Lackiervorgang sind die rheologischen Eigenschaften des Lackes für dessen Verlaufseigenschaften auf dem Substrat verantwortlich. Zu dünnflüssiger Lack kann z. B. durch Verlaufen zu einem ungewollten Punktzuwachs führen. Dieser Effekt hängt jedoch auch von der Saugfähigkeit des Substrates ab.

Allein die Anzahl von möglichen Rasterwalzen mit unterschiedlichen Näpfchengeometrien sowie die Anzahl verschiedener Substrate führen zu einer Menge möglicher Kombinationen, die eine generelle Aussage

---

<sup>3</sup> Durchgeführt im Zuge der Erprobung eines Gerätes zur Lacktemperierung. Bei einem Wechsel von einem 40 s Lack auf einen 70 s Lack (Auslaufzeit aus einem DIN 4 mm-Becher, vgl. Kapitel 3.2.3.2) im laufenden Lackierprozess wurde ein Abfall der Förderstromes von ca. 80 l/h auf ca. 50 l/h gemessen.

über eine optimale Viskosität unmöglich machen. In der Praxis wird die Verarbeitungviskosität eines Lackes daher durch den Drucker, auf Basis seiner Erfahrung und dem visuellen und haptischen Eindruck des Druckergebnisses, eingestellt. Die hauptsächliche Aufgabe eines Gerätes zur Lacktemperierung ist demnach, die eingestellte Viskosität auch über hohe Druckauflagen konstant zu halten und im Lackwerk bereitzustellen. Dazu sind verschiedene Systeme auf dem Markt.

### **2.3.1 Temperierung in einem Temperierbehälter**

Eine sehr einfache Methode zur Konditionierung von Lack stellt die Temperierung in einem Temperierbehälter dar. Ein solches System ist in Abb. 2.4 dargestellt. Lack wird aus einem Gebinde (in Abb. 2.4 nicht dargestellt) in einen Temperierbehälter umgefüllt. Lackgebinde sind in den Größen von 20 bis 1000 kg erhältlich. Je nach Automatisierungsgrad kann der Umfüllvorgang manuell mit einem Eimer oder automatisch mit einer dafür vorgesehenen Pumpe durchgeführt werden.

Der Außenmantel des Temperierbehälters wird mit einem Wärmeträgermedium, das beheizt oder gekühlt werden kann, umspült. Der Lack, der sich im Innenbehälter befindet, wird auf diese Weise temperiert. Das Fassungsvermögen des Temperierbehälters beträgt je nach Gerät zwischen 5 – 60 Liter. Um eine möglichst gleichmäßige Temperaturverteilung im Lack zu gewährleisten, wird er in der Regel ständig gerührt.

Mittels Förderpumpen wird der temperierte Lack zum Lackwerk und zurück in den Temperierbehälter gefördert. Neben dem Abtransport von Schaum wird bei diesen Systemen durch den höheren Volumenstrom auch versucht, den Wärmeverlust in den Rohrleitungen so weit wie möglich auszugleichen.

Der Förderstrom kann über die Pumpendrehzahl (oder Hübe pro Minute bei Membranpumpen) eingestellt werden und hängt vom Lackverbrauch, der Lackart sowie dessen Neigung zum Schäumen ab. Messungen in

Feldversuchen mit einem Coriolis-Massendurchflussmessgerätes [END08] an einer manroland R700 Bogendruckmaschine (Format: 780 x 1050 mm) ergaben für Standardlacke Förderströme zwischen 20-100 l/h. Die Verarbeitungstemperatur dieser Lacke liegt im Bereich von 25 - 40 °C, selten über 40 °C. Speziell pigmentierte Lacke wie Gold- und Silberlacke werden in der Regel unterhalb von 25 °C verarbeitet. Sie werden daher vor der Verarbeitung gekühlt.

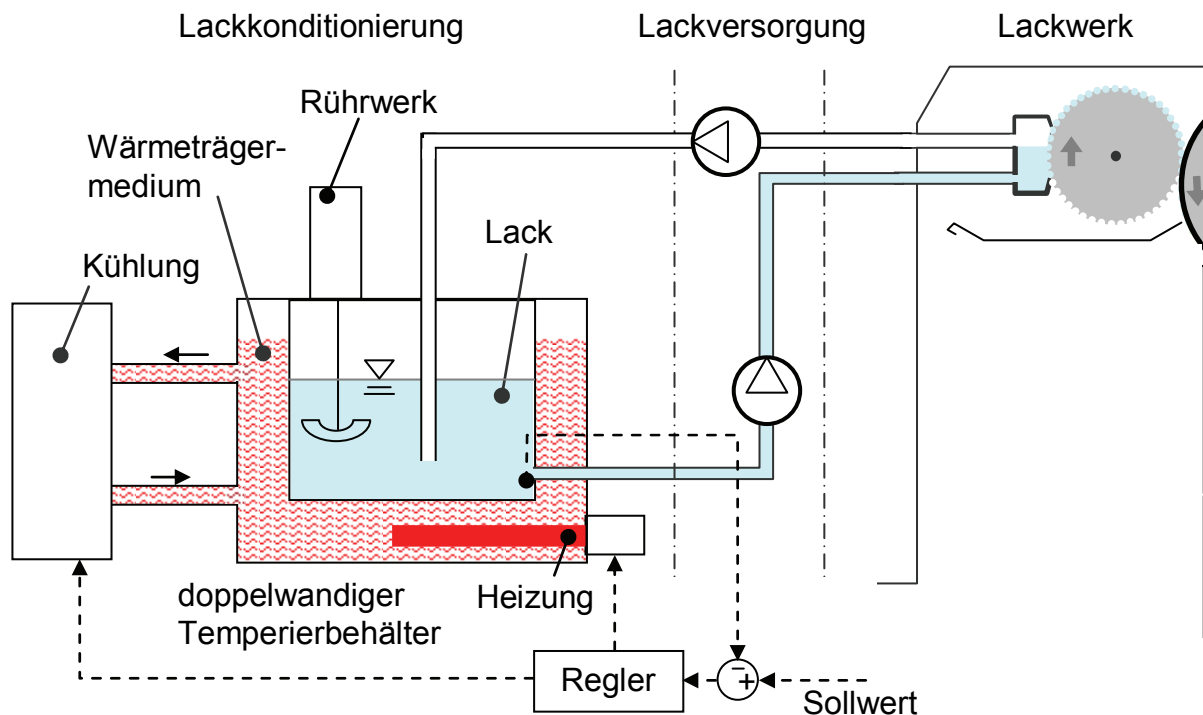


Abb. 2.4: Schematische Darstellung einer Lackkonditionierung. Der Lack wird von einem Gebinde (nicht dargestellt) in einen doppelwandigen Temperierbehälter gefördert. Der Lack wird in diesem Behälter mittels eines Wärmeträgermediums temperiert und anschließend an das Lackwerk gefördert. Je nach Maschinenkonfiguration können die Förderpumpen in der Lackkonditionierung oder im Lackwerk integriert sein. Die Messung der Lacktemperatur erfolgt im doppelwandigen Temperierbehälter.

Die Regelung der Lacktemperatur erfolgt in dem doppelwandigen Temperbehälter (siehe Abb. 2.4) und nicht im Lackwerk.

Bei der Angabe des Volumenstroms fällt die relativ große Spannweite auf. Außer in den Feldversuchen, bei denen ein zusätzlicher Massen-

stromsensor in das Lackversorgungssystem integriert wurde, wird bei keiner der vorgestellten Anlagen der tatsächliche Volumenstrom gemessen und geregelt. Die Einstellung der Pumpendrehzahl erfolgt lediglich nach Gefühl des Maschinenbedieners.

Optional können Geräte nach Abb. 2.4 auch mit einer Viskositätsregelung ausgestattet werden. Hierzu wird ein Viskosimeter in den Behälter integriert, mit dem die Viskosität des Lackes gemessen wird. Ein Regler wertet das Messergebnis aus und kann durch gezieltes Heizen oder Kühlen die Viskosität des Lackes beeinflussen. Bei diesem System kommen im Allgemeinen Relativ-Viskosimeter (Brookfield-Methode) zum Einsatz. Diese Geräte sind mit Scheiben ausgestattet, die in den Lack eintauchen und in Rotation versetzt werden. Das dazu benötigte Drehmoment ist proportional zur Viskosität und wird gemessen sowie an die Regelung übermittelt. Weicht das Drehmoment vom Sollwert ab, wird der Lack nach Bedarf erwärmt oder gekühlt um die Viskosität zu verändern.

Der Scherspalt wird bei der Brookfield-Methode als unendlich groß angenommen. Es ist deshalb nicht gewährleistet, dass die Probe im gesamten Scherspalt homogen durchgeschert wird und das Messergebnis sollte lediglich als relative Viskosität betrachtet werden [RÖM98].

Nachteil des hier dargestellten Systems ist die relativ langsame und ungenaue Temperaturregelung. Die Temperatur wird lediglich im Behälter geregelt. Die Temperaturänderung, die der Lack z. B. durch Abkühlung auf dem Weg zum Lackwerk erfährt, wird nicht berücksichtigt. Außerdem muss immer eine Mindestmenge an Lack temperiert werden. Bei kleinen Druckaufträgen, d. h., bei häufigem Lackwechsel, bringt dies erhebliche Nachteile mit sich. Bei jedem Lackwechsel muss der Temperierbehälter entleert, gereinigt und neu befüllt werden.

### 2.3.2 Automatisierte Lackversorgungsgeräte

Bei häufigem Lackwechsel bieten automatisierte Geräte zur Lackversorgung Vorteile. In verschiedenen Patenten und Gebrauchsmustern werden diese Geräte beschrieben. In einem Patent der Fa. Technotrans [TEC00] wird ein Gerät beschrieben, das Lack aus einem Gebinde zum Lackwerk einer Druckmaschine fördert und überschüssigen Lack wieder zurück ins Gebinde pumpt. Ist der Lackierprozess beendet, können die Leitungen durch Umschalten verschiedener Ventile mit Wasser oder einem speziellen Reinigungsmittel gespült werden. Dieser Reinigungsprozess wird von einem Mikrocontroller gesteuert. Wobei die Schwierigkeit bei der automatisierten Reinigung darin besteht, dass kein Reinigungsmittel in den Leitungen verbleiben darf.

Um das Vermischen von Restlack oder Reinigungsmittel mit neuem Lack zu verhindern, setzt ein weiterer Hersteller einen sogenannten „Ausdrück-Modus“ ein [CHR07]. Dabei werden in der Leitung verbliebene Reinigungsmittel oder Lackreste mithilfe des neuen Lackes aus den Leitungen gedrückt und automatisch entsorgt.

Eine weitere Möglichkeit einen Lackwechsel so schnell wie möglich zu gestalten ist, das Lackversorgungsgerät mit zwei getrennten Kreisläufen auszustatten. Der Wechsel der Leitungen erfolgt durch manuelles Umstecken an der Kammerrakel. Auf diese Weise kann verhindert werden, dass sich zwei Lackarten miteinander vermischen [CHR07]. Dieses Verfahren ist besonders für pigmentierte Lacke wie Gold- und Silbertinten und Effektlacke geeignet. Die Pigmente dieser speziellen Lacke können durch Spülen nicht vollständig aus den Leitungen entfernt werden. Ein Vermischen kann nur durch den Wechsel der Leitungen verhindert werden.

Das Hauptaugenmerk dieser Geräte liegt auf der automatischen Reinigung. Für spezielle Anwendungen sind allerdings auch Lackheizmodule [DEU07] und Kühlungen erhältlich. In dieser höchsten Ausbaustufe sind diese Geräte aufgrund ihrer Komplexität jedoch relativ kostspielig. Zum Fördern des Lackes kommen bei diesen Systemen Schlauchpumpen, Membranpumpen [PAL07] und Ringkolbenpumpen [HEI08], [VOL08] zum Einsatz.

### 2.3.3 Weitere Viskositätsregelanlagen

Viskositätsregelanlagen werden häufiger zur Konditionierung von Flexodruckfarben, weniger zur Konditionierung von Lacken verwendet. Obwohl sie sich prinzipiell auch zur Lackkonditionierung eignen. Anders als bei dem im Kapitel 2.3.2 beschriebenen System, wird bei diesem System als Messglied ein Viskosimeter (meist Fallkörperviskosimeter) in den Lackkreislauf, in der Nähe des Lackwerkes, integriert.

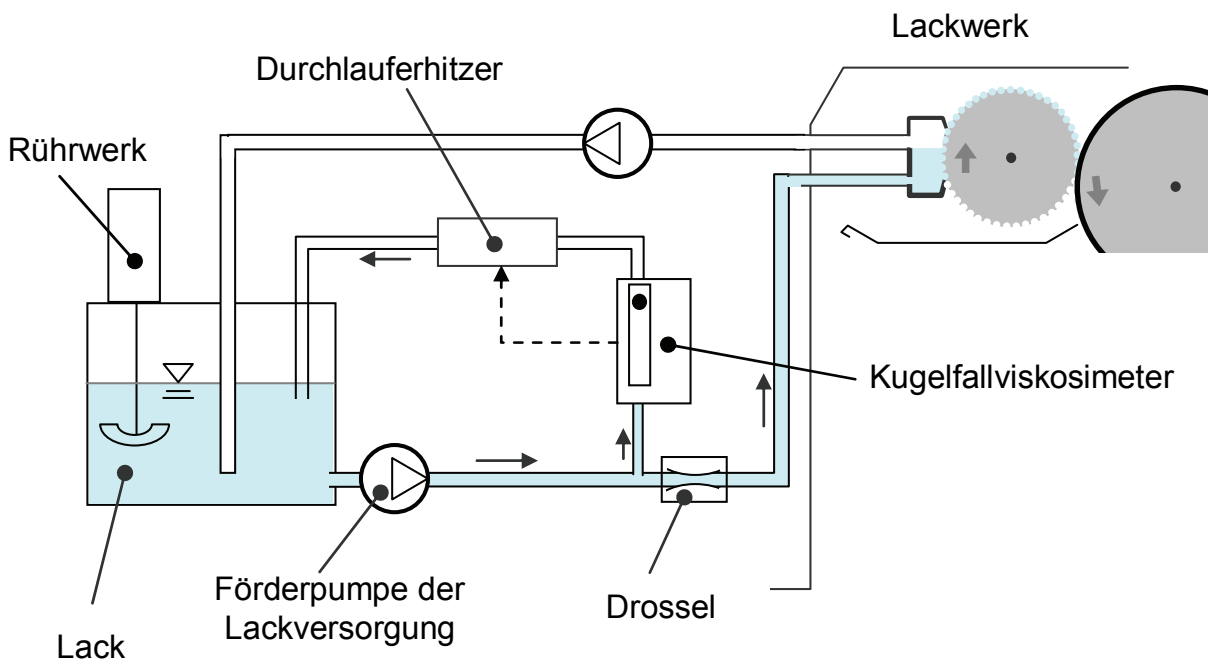


Abb. 2.5: Automatische Viskositätsregelanlage mit Kugelfallviskosimeter

Der Messwert<sup>4</sup> wird von einem Regler ausgewertet, der durch Ansteuerung eines Durchlauferhitzers in einer Bypassleitung die Lacktemperatur, und damit die Viskosität, beeinflusst. Die Messung der Viskosität des Lackes in der Nähe der Verbrauchsstelle bringt hinsichtlich der Regelgüte Vorteile. Zur Viskositätsmessung kommen bei diesen Systemen häufig Fallkörper-Viskosimeter zum Einsatz. Sie liefern einen absoluten Wert der kinematischen Viskosität [FAS08].

<sup>4</sup> In diesem Fall die Zeit, die der Fallkörper benötigt um eine definierte Messstrecke zu durchlaufen.

Der Nachteil dieser Anlagen ist der relativ komplizierte Aufbau und der damit verbundene Reinigungsaufwand bei einem Lackwechsel. Um diesen so klein wie möglich zu halten, werden diese Systeme häufig mit automatischen Wascheinrichtungen ausgestattet. Wascheinrichtungen erhöhen jedoch wiederum die Komplexität des Systems und damit die Investitionskosten.

### 2.3.4 Lacktemperierung im Durchlaufprinzip

In einem dreijährigen Industrieprojekt wurde am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren der TU Darmstadt eine neue gebrauchsmustergeschützte Anlage zur Lackkonditionierung entwickelt [IAV07], [HÖD08]. Ein Schema dieser Anlage ist in Abb. 2.7 dargestellt. Der Lack wird wahlweise direkt aus dem Lackgebinde oder einem Zwischenbehälter durch einen Wärmeübertrager gefördert. In diesem Wärmeübertrager wird er im Durchlauf auf die gewünschte Temperatur erhitzt oder gekühlt.



*Abb. 2.6: Industrielle Anlage zur Temperierung von Lacken der grafischen Industrie. Die Anlage ist mit einer Heizung, einer Kühlung sowie einem Schaltschrank mit elektrischen Komponenten zur Steuerung des Prozesses ausgestattet [MAR08].*

Die Regelgröße dieser Anlage ist die Lacktemperatur in der Kammerrakel des Lackwerkes. Aufgrund der Temperaturmessung in der Nähe der Verarbeitungsstelle können Störgrößen wie zum Beispiel

Abkühlung des Lackes in der Leitung zwischen Temperiereinrichtung und Verarbeitungsstelle ausgeregelt werden.

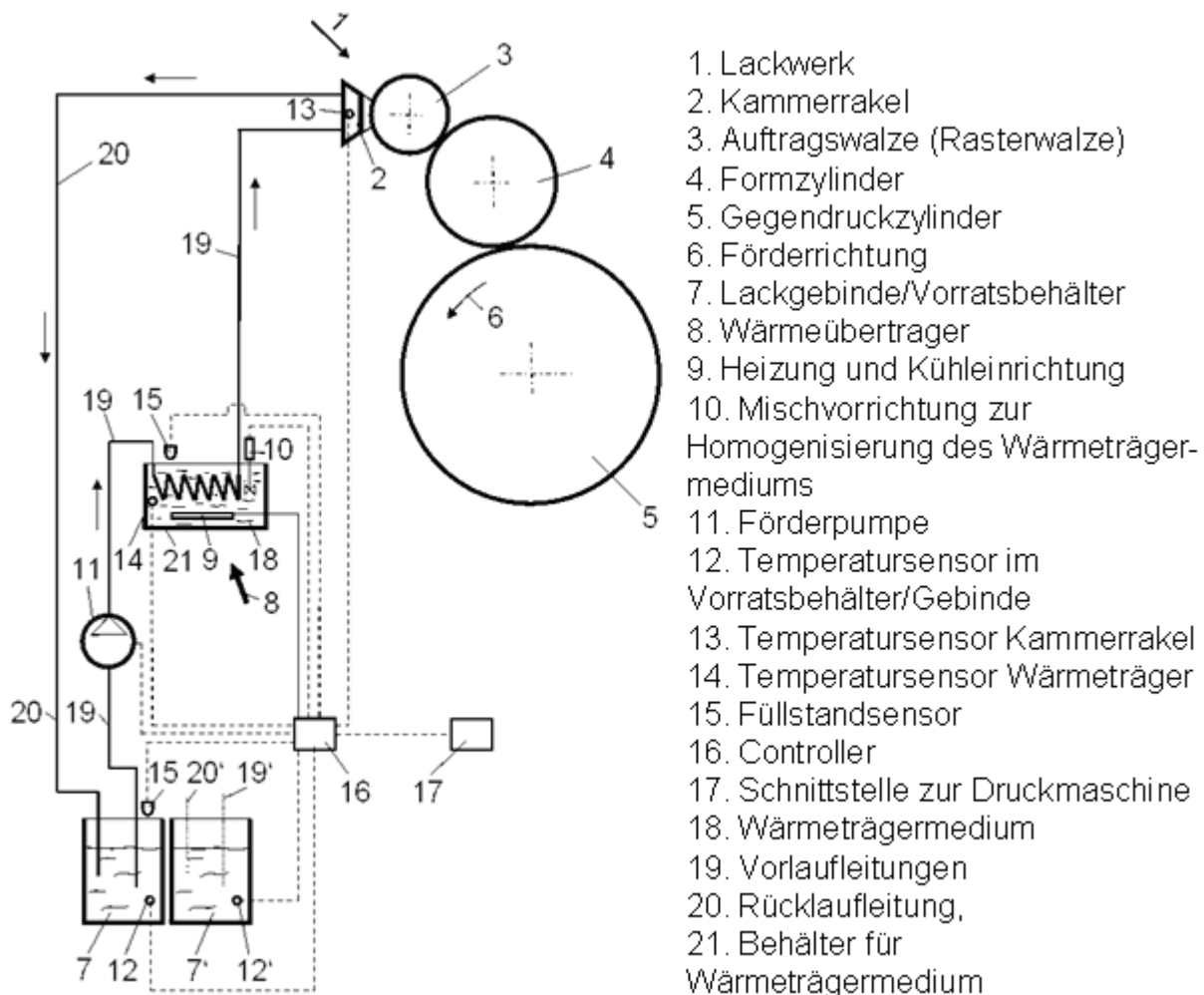


Abb. 2.7: Schema einer Lackkonditionierung, die nach dem Prinzip eines Durchlauferhitzers arbeitet. Die Lackbehälter 7 und 7' können im Betrieb der Anlage gewechselt werden. Quelle der Abbildung: [IAV07], [HÖD08]

In Feldtestversuchen konnte so die Regeldifferenz zwischen Solltemperatur und Ist-Temperatur im Lackwerk auf  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  reduziert werden. Für den Drucker bedeutet das eine höhere Reproduzierbarkeit des Veredelungsprozesses.

Der Wärmeübertrager dieser Anlage ist so dimensioniert, dass die benötigte Lackmenge in einem Durchlauf auf die gewünschte Temperatur erhitzt oder gekühlt werden kann. Durch die Istwert-erfassung in der Kammerrakel kann eine Temperaturabweichung, z. B.

verursacht durch Abkühlung des Lackes in der Schlauchleitung, ausgeregelt werden<sup>5</sup>. Eine Förderung im Kreislauf zum Ausgleich der Temperatur in der Kammerrakel ist dadurch nicht mehr zwingend notwendig. Außerdem kann durch dieses Verfahren der Temperierbehälter entfallen. Der Lack kann direkt aus dem Gebinde gefördert werden. Die Gebindegröße ist dabei vollkommen variabel. Im Gegensatz zur Konditionierung im Gebinde wird bei diesem System nur der Lack temperiert, der tatsächlich zum Lackwerk gefördert wird. Da es sich hierbei nur um relativ geringe Mengen (20 - 100 l/h) handelt, kann die Anlage den Lack bei geringerem Energieaufwand in kürzerer Zeit temperieren. Die geringe Trägheit des Systems bietet auch den Vorteil, dass der Lack bei Bedarf sehr schnell gekühlt werden kann. Eine Überhitzung des Lackes wird dadurch verhindert.

Um bei einem Lackwechsel<sup>6</sup> das Vermischen unterschiedlicher Lackarten zu verhindern, können alle Bauteile, die mit Lack in Berührung kommen, einfach ausgewechselt werden. Hierzu gehören sowohl die lackführenden Elemente des Wärmeübertragers (wendelförmige Rohrleitung) wie auch die Lack führenden Elemente der Förderpumpen und Leitungen (Schläuche). Aus diesem Grund kommen bei diesem System zum aktuellen Zeitpunkt nur Schlauchpumpen zum Einsatz. Auf die Besonderheiten dieser Pumpen wird im Kapitel 4.1 dieser Arbeit näher eingegangen.

Ein weiteres wichtiges Merkmal dieser Anlage ist, dass keine Sensoren in den Lack führenden Elementen, ausgenommen dem Temperatursensor in der Kammerrakel, integriert sind. Dies vereinfacht das Austauschen der Leitungen erheblich. Bei einem Leitungswechsel müssen keine Sensoren oder Sensorkabel beachtet werden. Dies verringert die Gefahr von Störungen durch falsches Anschließen oder den Ausfall von Sensoren. Nach dem Wechsel der gebrauchten

---

<sup>5</sup> In Feldversuchen betrug die Schlauchleitungslänge zwischen Temperiereinheit und Kammerrakel etwa 6 m und hatte einen Innendurchmesser von 19 mm.

<sup>6</sup> Bei einem Wechsel des Druckauftrages muss ggf. auch der Lack gewechselt werden, z. B. von Matt- auf Glanzlack oder umgekehrt. Wobei jedoch gerade der Wechsel von Matt- auf Glanzlack problematisch ist, da eventuell in den Leitungen verbleibender Mattlack die Qualität (d. h. die Glanzgrade) des anschließend verarbeiteten Glanzlackes herabsetzen kann.

Schläuche kann mit dem neuen Schlauchpaket weiter produziert werden, während das verschmutzte Schlauchpaket extern gereinigt werden kann.

Aber auch dieses System hat in der hier dargestellten Ausführung noch Potenzial. Wie alle anderen Systeme ist auch diese Anlage derzeit noch nicht in der Lage den Volumenstrom zu messen und zu regeln. Ein Förderstromabfall, z. B. verursacht durch einen höher viskosen Lack wird nicht detektiert.

Der Vorteil einer Temperierung im Durchlaufprinzip ist es, dass eine geringe Menge Lack schneller auf die gewünschte Temperatur temperiert werden kann. Die Regelgüte, das heißt die Abweichung zwischen Soll- und Ist-Temperatur, wird hierbei umso besser, je genauer die Heiz- bzw. Kühlleistung für den Lack eingestellt werden kann. Um eine genaue und energieeffiziente Regelung sicherstellen zu können, ist es daher vorteilhaft, den tatsächlich geförderten Volumenstrom zu kennen.

## **2.4 Ziel der Arbeit und Vorgehensweise**

### **2.4.1 Ziel der Arbeit**

Grundsätzlich ist das Ziel die Weiterentwicklung einer neuen Temperieranlage für Lacke der grafischen Industrie. Der Aufbau und die Funktionsweise dieser neuen Anlage wurde im Kapitel 2.3.4 beschrieben. Diese Anlage konnte ihre Eignung zur Temperierung von Lack in ersten Feldtestversuchen im industriellen Umfeld bereits unter Beweis stellen. Das Ziel dieser Arbeit ist nun, die Funktion dieser Anlage zu erweitern, um so ihr Potenzial weiter auszuschöpfen. Neben der Temperierung von Lack soll eine Methode entwickelt werden, die es ermöglicht den Volumenstrom zu messen und Änderungen der Viskosität des Lackes zu berechnen, ohne zusätzliche Sensoren zu integrieren.

Der im Kapitel 2.3.4 beschriebene Aufbau der Anlage zur Lacktemperierung im Durchlaufprinzip soll unverändert bleiben. Zusätzliche

Sensoren und deren Auswerteelektronik verursachen nicht nur weitere Kosten, sondern erschweren auch den Wechsel der lackführenden Elemente. Es müssten zusätzlich Vorkehrungen getroffen werden, um die Betriebssicherheit auch bei falsch angeschlossenen oder beschädigten Sensoren zu gewährleisten. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Anlage in sehr rauer, industrieller Umgebung installiert wird.

### 2.4.2 Vorgehensweise

Zur Erreichung der Zielsetzung, den Volumenstrom und eine Änderung der Viskosität des Lackes zu bestimmen, ist eine Vielzahl von Vorgehensweisen denkbar. Die Anforderungen, dass keine zusätzlichen Sensoren, außer den in Abb. 2.7 auf Seite 20 dargestellten, integriert werden dürfen, schränkt die Möglichkeiten jedoch drastisch ein. In dieser Arbeit soll eine Methode gezeigt und bewertet werden, die es ermöglicht den Volumenstrom zu bestimmen und eine Aussage über die Viskosität des Lackes nur durch den Einsatz von Temperatursensoren und geeigneter Software zu treffen.

Um die Ansätze, die zur Erreichung der beiden Zielsetzungen verfolgt werden, experimentell zu verifizieren, wurde am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren ein Prüfstand konzipiert und gebaut, der die wesentlichen Elemente der bereits im Kapitel 2.3.4 vorgestellten Lackkonditionieranlage beinhaltet. Der hauptsächliche Unterschied zwischen dem Prüfstand und der industriellen Lacktemperierung ist die Größe der Anlage. Versuche zur Temperierung von Lack können am Prüfstand mit weniger als einem Liter Lack durchgeführt werden. An einem industriellen Gerät ist eine Mindestmenge von etwa 10 Litern erforderlich.

Abb. 2.8 zeigt schematisch den Aufbau dieses Prüfstandes. Der Lack wird mittels einer Schlauchpumpe aus einem Vorratsbehälter gefördert. Im Vorratsbehälter wird die Temperatur  $\vartheta_1$  gemessen. Die Strömungsgeschwindigkeit ist so gering, dass Temperaturänderungen aufgrund von

Reibungsverlusten im Fluid vernachlässigbar sind. Die Temperatur im Vorratsbehälter ist daher der Temperatur am Eintritt des Wärmeübertragers gleichzusetzen.

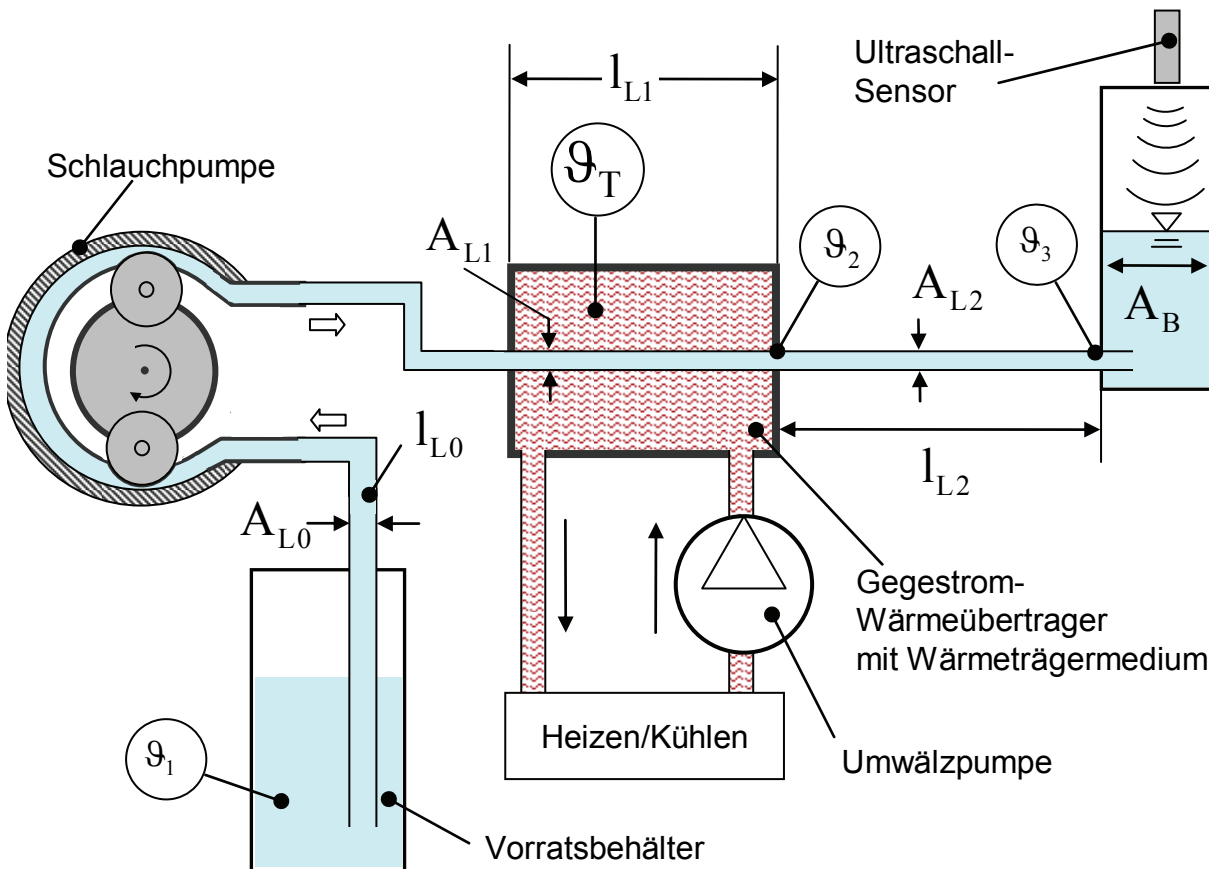


Abb. 2.8: Schematischer Aufbau eines Systems zur Temperierung von Lack, das um eine Volumenstrom- und Viskositätsmessung erweitert werden soll. Lack wird mittels einer Schlauchpumpe durch einen Wärmeübertrager gefördert und dort temperiert.

Um den Lack zu temperieren, wird er durch einen Wärmeübertrager mit der Länge  $l_{L1}$  gefördert. Der Wärmeübertrager wird von einem Wärmeträgermedium (Wasser) durchströmt. Die Strömungsrichtung des Wärmeträgermediums ist entgegengesetzt zur Fließrichtung des Lackes (Gegenstromprinzip). Dieses Wärmeträgermedium kann erwärmt oder gekühlt werden. Die Temperatur  $\vartheta_T$  des Wärmeträgermediums wird mittels eines Sensors erfasst. Am Austritt des Wärmeübertragers befindet sich im Versuchsaufbau ein weiterer Temperatursensor, der die Temperatur  $\vartheta_2$  erfasst.

Dieser wird bei einer industriellen Anlage zur Lacktemperierung nicht eingebaut. Er dient im Versuchsaufbau zur Temperaturkontrolle und zur experimentellen Bestimmung der Übertragungsfunktion der Leitung.

Der Flansch, indem der Temperatursensor  $\vartheta_2$  integriert ist, wirkt zusätzlich als statischer Mischer, indem er durch Umlenkung die laminare Strömung stört. So wird gewährleistet, dass die Temperatur am Ausgang des Wärmeübertragers über den gesamten Rohrquerschnitt homogenisiert wird.

Nach einer Leitung mit der Länge  $l_{L2}$  erfasst ein weiterer Sensor  $\vartheta_3$  die Temperatur des Lackes. Bei einem industriellen Gerät zur Lacktemperierung befindet sich an dieser Stelle die Kammerrakel der Druckmaschine. Bei diesem Prüfstand wird an dieser Stelle der Volumenstrom mittels einem volumetrischen Messverfahren zur Kontrolle gemessen.

Das erste Ziel, die Volumenstrommessung, soll mithilfe der Temperatursensoren  $\vartheta_T$  und  $\vartheta_3$  realisiert werden. Dazu soll die Verweilzeitverteilung des Fluides im System ausgenutzt werden. Unter Verweilzeit versteht man die Zeit, die ein definiertes Fluidvolumen in der Leitung verbringt, bevor es jene am Ende verlässt [HAM03]. Da besonders bei laminaren Strömungen axiale Vermischungseffekte auftreten, ist die Verweilzeit für verschiedene Flüssigkeitselemente im Rohrquerschnitt nicht gleich. Daher wird die Verweilzeit in realen Systemen mit einer Funktion beschrieben. Man spricht hierbei von einer Verweilzeitverteilung.

Um den Effekt der Verweilzeitverteilung für eine Volumenstrommessung zu nutzen, muss das Fluid am Einlauf der Leitung „markiert“ werden. Diese Markierung könnte z. B. mit einer Tracersubstanz erfolgen. Um das komplizierte Einschleusen einer Tracersubstanz, die zudem die Lackeigenschaften negativ beeinflussen könnte, zu vermeiden, erfolgt in dieser Arbeit eine thermische Markierung im Wärmeübertrager. Diese Markierung soll am Ende der Leitungsstrecke  $l_{L2}$  mithilfe des Temperatursensors  $\vartheta_3$  detektiert werden. Aus der Totzeit zwischen aufgeprägtem Tracersignal und empfangenem Signal soll der Volumenstrom bzw. die Viskosität des Lackes ermittelt werden. Die volumetrische

Messung des Volumenstromes mittels Ultraschallsensor in der Versuchsanordnung nach Abb. 2.8 dient der Kontrolle und der Berechnung der Verweilzeit.

Bei diesem Messverfahren ist zu berücksichtigen, dass die „aufgeprägten“ Tracersignale nicht beliebig gewählt werden können und dass es aufgrund der Filtercharakteristik des Systems zu Phasenverschiebungen kommen kann, die nicht vom Volumenstrom abhängen. Um dieses frequenzabhängige Verhalten des Systems zu zeigen, widmet sich ein Teil dieser Arbeit daher der Herleitung der Übertragungsfunktion des Systems „Wärmeübertrager“ und „nachgeschalteter Leitung“.

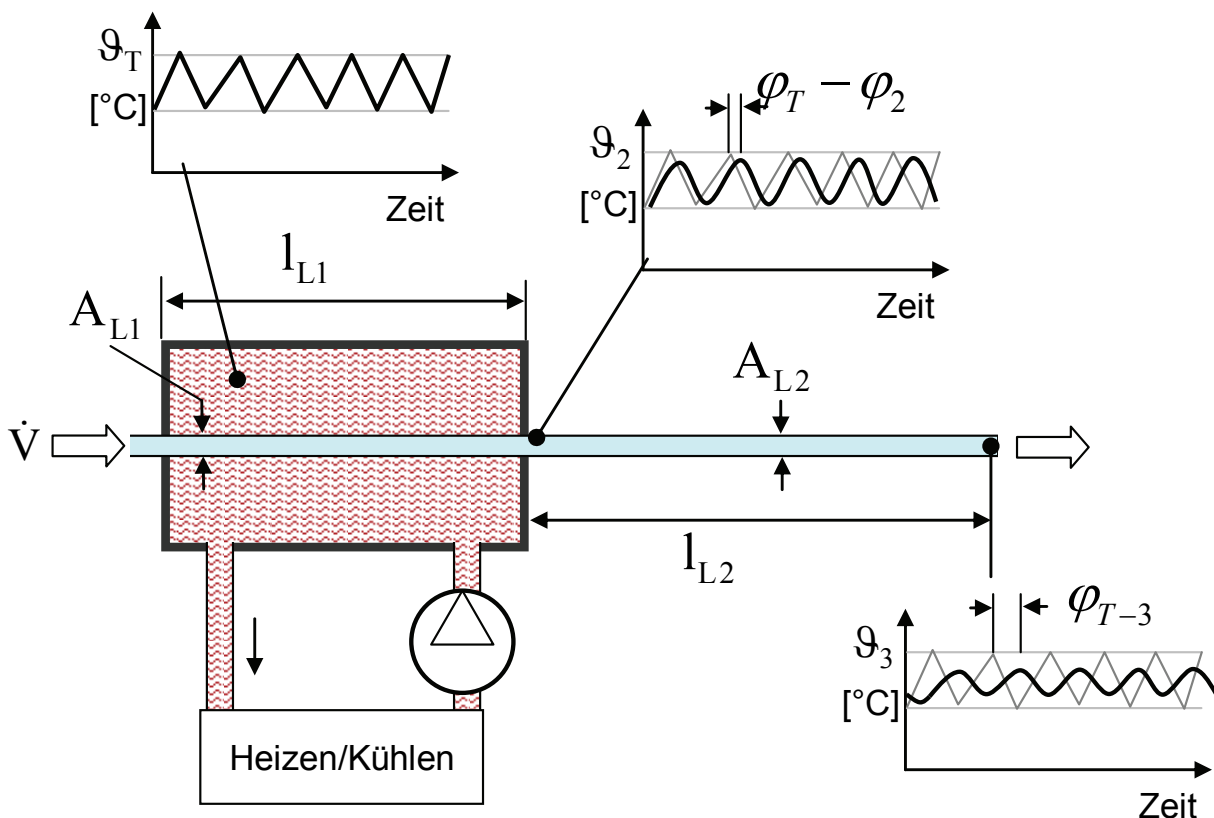


Abb. 2.9: Schematischer Aufbau des Versuchstandes zur experimentellen Bestimmung der Übertragungsfunktion. Der Volumenstrom  $\dot{V}$  ist konstant.

Abb. 2.9 zeigt, wie das Eingangssignal  $g_T$  (der Temperaturverlauf im Wärmeträgermedium) vom System übertragen wird. Das dreieckförmige Eingangssignal ist sehr einfach mittels einem 2-Punkt-Regler

darzustellen. Aufgrund der Verweilzeit des Fluides in der Leitung und dem Übertragungsverhalten des Wärmeübertragers wird das aufgeprägte Signal gedämpft, und erst nach einer gewissen Totzeit vom Sensor am Ende der Leitung  $\vartheta_3$  erfasst.

Um das theoretische Übertragungsverhalten des Systems berechnen zu können, müssen jedoch die Stoffeigenschaften der Lacke bekannt sein. Im Kapitel 3 dieser Arbeit werden daher Verfahren erläutert, die zur Messung der für den Wärmetransport relevanten Stoffgrößen eingesetzt werden. Im Zuge dieser Arbeit wurden 50 Lacke von sieben Herstellern hinsichtlich der für den Wärmetransport relevanten Stoffdaten charakterisiert.

Das zweite Ziel dieser Arbeit ist es, einen Ansatz zu zeigen, mit dem Viskositätsänderungen des Lackes in dem in Abb. 2.8 dargestellten System bestimmt werden können. In experimentellen Untersuchungen wird gezeigt, dass die Verweilzeitverteilung von der Viskosität des Fluides abhängt. Zusätzlich beeinflusst die Viskosität unter bestimmten Voraussetzungen das Förderverhalten einer Schlauchpumpe. Es soll gezeigt werden, wie ein Abfall des Förderstromes auf die Viskosität des Lackes zurückgeführt werden kann.

## 2.5 Stand der Wissenschaft

Das in Abb. 2.8 und Abb. 2.9 dargestellte System zur Lacktemperierung besteht aus unterschiedlichen Teilsystemen, die verschiedene Teilfunktionen übernehmen. Zusammen sind die einzelnen Teilsysteme zu einem Gesamtsystem gekoppelt. Erst diese Kopplung ermöglicht die Bestimmung des Volumenstromes bzw. der Viskosität des Fluides. Untersuchungen der einzelnen Teilsysteme und ihrer Teilfunktionen (z. B. Volumenstrommessung) sind in zahlreiche Publikationen veröffentlicht. Einige dieser Veröffentlichungen werden in diesem Abschnitt erläutert. Dabei wird jedoch kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben.

### 2.5.1 Durchflussmessung

Zur Durchflussmessung ist eine Vielzahl von Verfahren bekannt. Eine ausführliche Gegenüberstellung und Beschreibung technischer relevanter Verfahren stellt *Bonfig* [BON02] zusammen. Zu dieser Zusammenstellung gehören auch Markier- und Impfverfahren, die mittels einer Messung der Laufzeit von Fluidteilchen entlang einer vorgegebenen Wegstrecke den Volumenstrom bestimmen. Bei der direkten Laufzeitmessung wird mithilfe eines annähernd dirakförmigen Eingangssignals die Impulsantwort der Messstrecke bestimmt. Die Laufzeitinformation ist in Form des Totzeitanteils der Impulsantwort an der zweiten Messstelle enthalten [BON02]. Da die impulsförmige Markierung in der Praxis nur unter Schwierigkeiten realisierbar ist, werden in der Literatur bekannte Korrelationsverfahren angewendet.

*Witte* [WIT83] liefert einen Beitrag zur korrelativen Volumenstrommessung mittels pseudozufälliger, thermischer Markierung im Strömungsmittel. In seinem Versuchsaufbau nutzt er zwei Miniaturheißleiter. Mit dem ersten Miniaturheißleiter wird laminar strömender Dieselkraftstoff mit Wärmeimpulsen lokal begrenzt markiert. Diese Markierung wird nach einer kurzen Wegstrecke mittels eines zweiten Temperaturheißleiters detektiert. Zur Auswertung der Signale und zur Berechnung des Durchflusses nutzt er verschiedene Korrelationsverfahren.

*Beck* [BEC67] beschreibt ein Verfahren, um mit zwei Temperatursensoren den Ausfluss aus einem Behälter zu messen. Zur Auswertung der Temperatursignale nutzt er die Kreuzkorrelation.

In einer weiteren Veröffentlichung von *Beck* [BEC81] wird die Funktionsweise der Volumenstrommessung mit Korrelationsverfahren beschrieben. In dieser Veröffentlichung wird die Korrelationsmethode dahin gehend verallgemeinert, sodass die Art der Markierung des Fluidstromes sekundär wird. Es muss lediglich sichergestellt werden, dass sich die beiden zu korrelierenden Signale ähneln und sich möglichst nur in ihrer Phasenverschiebung unterscheiden. Dies wird bei

der thermischen Markierung dadurch erreicht, dass Sender und Empfänger einen relativ kurzen Abstand zueinander besitzen.

### 2.5.2 Verweilzeitverteilung

Aufgrund des großen räumlichen Abstandes der beiden Sensoren, die zur Volumenstrommessung in der Anlage zur Lacktemperierung nach Abb. 2.1 verwendet werden sollen (im Versuchsaufbau etwa 1,1 m), ist das Korrelationsverfahren in der beschriebenen Form nicht ohne Weiteres anwendbar. Wärmeübergänge im Wärmetauscher, Vermischungseffekte und Wärmeverluste in der Rohr- bzw. Schlauchleitung zwischen den beiden Messstellen würden bei alleiniger Anwendung des Korrelationsverfahrens zu nicht vernachlässigbaren Fehler führen. Um eine Vorhersage über die Totzeit zwischen dem aufgeprägten und dem gemessenen Signal treffen zu können, muss die Verweilzeitverteilung (Kapitel 4.3) der Fluidelemente im Strömungsrohr berücksichtigt werden.

Über die Verweilzeit von Partikeln in Strömungsrohren und Apparaten wurde ebenfalls eine Vielzahl von Arbeiten verfasst. Eine umfangreichere Auflistung von Arbeiten zu diesem Thema wurde von *Ham* [HAM03] ausgearbeitet.

Die theoretischen Grundlagen zu den Verweilzeitstudien hat *Danckwerts* [DAN53] 1953 geschaffen. In [DAN53] werden die Verweilzeiten von Fluidelementen für verschiedene Strömungsformen betrachtet und hergeleitet.

Die Verweilzeit von Fluiden ist besonders für die Chemie- und Lebensmittelindustrie von Interesse. Man ist bestrebt, die Leistung und Größe verschiedener chemischer Anlagen, wie z. B. Katalysatoren, vorhersagen zu können. Hierzu ist die Verweilzeitverteilung des Stoffes im chemischen Apparat von entscheidender Bedeutung. In dem System zur Lackwärmung beeinflusst die Verweilzeitverteilung die Temperatur-

signalübertragung zwischen Wärmeträgermedium am Anfang und Ende der Leitungstrecke.

*Salami* [SAL68] untersuchte den Einfluss verschiedener Parameter auf die Verweilzeitverteilung in einem Strömungsrohr. Im praktischen Teil seiner Arbeit beschreibt er eine Versuchsvorrichtung, in der eine Tracer-Substanz in die zu untersuchende Messstrecke eingeschleust wird. Am Ende der Messstrecke befindet sich ein Sensor zur Detektion der Tracer-Substanz. Als Trägermedium wird Wasser verwendet.

*Nassauer* [NAS78] untersucht ebenfalls die Verweilzeitverteilung eines Fluides, in diesem Fall Milch, in Rohrleitungssystemen und Plattenapparaten in Abhängigkeit verschiedener Versuchsparameter. Er erweitert seine Untersuchung auch auf den Einfluss von Armaturen auf die Verweilzeitverteilung. Zur Messung der Verweilzeit setzt er als Tracersubstanz eine Kochsalzlösung ein. Die Konzentration der Kochsalzlösung am Ende der Messstrecke kann über die elektrische Leitfähigkeit gemessen werden.

*Ham* [HAM03] stellt in seiner Arbeit Berechnungen zur Verweilzeit von Partikeln in dispersen Phasen unter Berücksichtigung des Geschwindigkeitsprofils einer laminaren Strömung in einem Rohr an. Zusätzlich wird der Einfluss der Einlaufstrecke auf die sich ausbildende Verweilzeitverteilung ermittelt.

### **2.5.3 Peristaltischer Transport**

Ein weiteres Teilsystem der Lackerwärmung ist die Fördereinrichtung. Wie bereits erläutert werden hierzu häufig Schlauchpumpen verwendet. Schlauchpumpen arbeiten nach dem peristaltischen Prinzip. Grundlegende Untersuchungen zum peristaltischen Transport wurden von *Grave* [GRA87] durchgeführt. In seiner Arbeit beschäftigte er sich speziell mit der Peristaltik des Harnleiters. Es werden verschiedene, teils numerische Modelle beschrieben, die die Pulsation dieses Förderprinzips beschreiben.

Weitere Modelle peristaltischer Strömungen wurden von *Reese* [REE88] entwickelt. Eine Untersuchung über pulsierende Rohrströmungen wurde von *Yao et al* [YAO04] veröffentlicht. Darin werden Berechnungen zum Einfluss der Pulsation auf die Temperaturverteilung in einer menschlichen Vene angestellt.

In einer praxisnahen Arbeit konstruierte *Zabeshek* [ZAB97] eine lineare Peristaltikpumpe. Dabei werden die Zusammenhänge zwischen Förderverhalten und Pulsation in Abhängigkeit verschiedener Versuchsparameter auf sehr anschauliche Weise dargestellt und durch Experimente verifiziert.

#### **2.5.4 Stoffeigenschaften von Lacken der grafischen Industrie**

In den bisher genannten wissenschaftlichen Arbeiten werden jeweils Stoffe als Fluide verwendet, deren Eigenschaften weitestgehend bekannt sind. Selbst nach umfangreichen Recherchen konnte keine wissenschaftliche Publikation über die, zur Beschreibung der Strömungsformen und der Wärmeübergänge notwendigen, Stoffeigenschaften von Lacken der grafischen Industrie gefunden werden. Aus diesem Grund widmet sich das Kapitel 3 dieser Arbeit der Charakterisierungsmethoden für Lacke. Die Stoffeigenschaften Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Dichte und Fließverhalten von acht ausgewählten Lacken werden darin dargestellt.

### 3 Charakterisierung von Lacken

Die Basis der Simulation thermodynamischer oder strömungsmechanischer Vorgänge bilden die Stoffeigenschaften der beteiligten Materialien. Diese können in vielen Fällen aus umfangreicher Literatur und Tabellenwerke entnommen. Ein Standardwerk dafür ist zum Beispiel der VDI-Wärmeatlas [GES06].

Bei Lacken, besonders bei denen der grafischen Industrie, erweist sich die Beschaffung von Stoffparametern jedoch als schwierig. Die Verfahren zur Charakterisierung von Lacken, Beschichtungsstoffen und Flüssigkeiten sind in zahlreichen Normen festgelegt (siehe [1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17]).

Für Lacke werden in der Regel nur sicherheitstechnische und umweltrelevante Kennzahlen, Angaben zur Lagerung und Handhabung, sowie Angaben zur Viskosität im Datenblatt angeben. Die Viskosität eines Lackes wird dabei meistens in der Einheit „Bechersekunden“ bemessen und ist somit für den Gebrauch in physikalischen Gleichungen unbrauchbar. Physikalische Kenngrößen wie die Dichte werden in wenigen Fällen erwähnt. Kennwerte der Temperaturleitfähigkeit und der Wärmekapazität fehlen gänzlich. Diese spielen für den Druckprozess eine untergeordnete Rolle, sie sind jedoch zur Berechnung von Wärmeübergangsproblemen von Bedeutung.

#### 3.1 Auswahl der Lacke

Um die Basis zur Berechnung des Wärmetransports und des Fließverhaltens flüssiger Lacke zu schaffen, wurden in der vorliegenden Arbeit 50 Lacke von sieben Herstellern hinsichtlich ihrer Fließeigenschaft, temperaturabhängiger Viskosität, Temperaturleitfähigkeit, Wärmekapazität und Dichte charakterisiert. Die Messergebnisse von acht Lacken werden exemplarisch dargestellt und ihre wesentlichen Unterschiede, die qualitativ auch auf die 42 anderen Lacke übertragen

werden können, herausgearbeitet. Bei den acht Lacken handelt es sich um vier Dispersionslacke auf Wasserbasis und vier UV-härtende Lacke.

Lackart	Viskosität	Mattlack	Glanzlack
Dispersionslack	niedrig	Terra Lacke: Terraflex-F G 11/104 stumpfmatt 30 s DIN- 4 mm -Becher	Huber Group: Hochglanz Wasserlack 877744 30 s DIN- 4 mm -Becher
	hoch	Terra Lacke: Terraflex-F G 11/104 stumpfmatt 60 s DIN- 4 mm -Becher	Fujifilm: Easycoat 2330 gloss /45 45 s DIN- 4 mm -Becher
UV - Lack	niedrig	Fujifilm: Easycoat UV 2348 matt /40 45 s DIN- 4 mm -Becher	Zeller Gmelin: Ultralux U0708 25-35 s DIN- 6mm- Becher
	hoch	Horstmann-Steinberg: CureLac UC9201 k.A DIN- 4mm- Becher	Vegra: Lackprobe Nr. UV-A k.A DIN- 4mm- Becher

Tab. 3.1: Auswahl von Lacken, deren physikalische Stoffeigenschaften näher erläutert werden

Die Lacke sind unterteilt in je zwei Matt- und Glanzlacke, die laut Herstellerangaben jeweils eine relativ niedrige und hohe Viskosität besitzen. Damit bilden die in Tab. 3.1 aufgelisteten Lacke bezüglich ihrer Viskosität die unteren und die oberen Bereiche der 50 untersuchten Lacke ab. Die HerstellerAuswahl erfolgte zufällig. Es sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die Messungen in dieser Arbeit ausschließlich der Charakterisierung der Lacke bezüglich ihrer physikalischen Stoffgrößen dienen, und nicht der Beurteilung ihrer Qualität. In dieser Arbeit werden keinerlei Aussagen zur Verdrückbarkeit und zur optischen und haptischen Wirkung der Lacke auf dem Druckprodukt getroffen.

Die Lagerung und die rheologische Charakterisierung aller Lacke erfolgte UV-lichtgeschützt unter Klimabedingungen der Normklimaklasse 0,5 bei  $23 \pm 0,5$  °C und  $50 \% \pm 1,5$  % rel. Luftfeuchte. In den nachfolgenden Diagrammen sind zur besseren Übersicht Mattlacke schwarz und Glanzlacke grau markiert.

## 3.2 Rheologische Charakterisierung von Lacken

Die rheologischen Eigenschaften einer Substanz bilden die Grundlage für Berechnungen zum Fließverhalten. In diesem Kapitel werden zunächst einige Begriffe aus der Rheologie erklärt. Im Anschluss werden zwei Messgeräte vorgestellt und einige Messergebnisse erläutert.

### 3.2.1 Grundbegriffe der Rheologie

Die Rheologie ist die Lehre der Deformation und des Fließens von Substanzen. Der Begriff ist aus dem griechischen *rheos* abgeleitet und bedeutet: der Fluss, das Fließen, das Strömen. Dem Wortsinn nach bedeutet Rheologie also „Fließkunde“ [MEZ06]. Die rheologischen Begriffe sind in DIN 1342-1 [13] definiert. Häufig werden die Begriffe Schubspannung, Scherrate, dynamische und kinematische Viskosität und Fließgrenze verwendet. Das Zwei-Platten-Modell in Abb. 3.1 veranschaulicht den Begriff „Viskosität“.

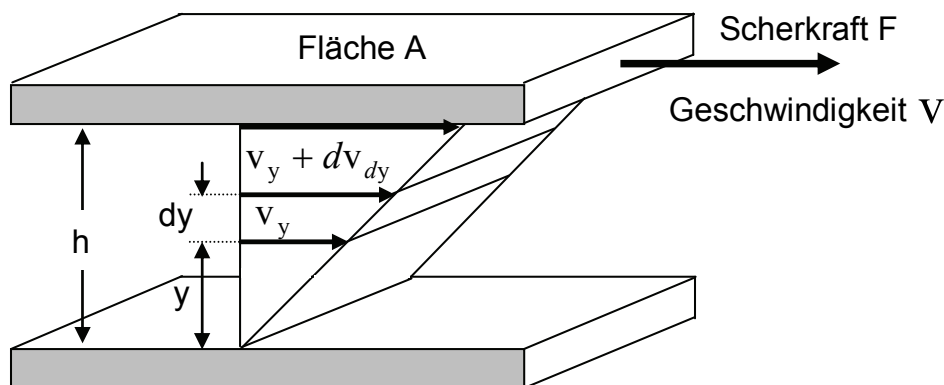


Abb. 3.1: Geschwindigkeitsverteilung einer newtonschen Flüssigkeit im Scherspalt des Zwei-Platten-Modells

Flüssigkeiten fließen, wenn sie durch die Einwirkung einer äußeren Kraft permanent deformiert. Dabei muss eine innere Reibung überwunden werden, die man Viskosität nennt [MAI03]. In Abb. 3.1 ist die untere Platte stationär, die obere frei beweglich. Der Abstand  $h$  der Platten ist

definiert und der Zwischenraum ist vollständig mit einer Flüssigkeit gefüllt. Wird durch das Einwirken einer Kraft  $F$  auf die frei bewegliche obere Platte die innere Reibung in der Flüssigkeit überwunden, beginnt sie zu fließen und es stellt sich die Geschwindigkeit  $v$  ein. Die Scher- oder Schubspannung  $\tau = F/A$  resultiert aus der angreifenden Kraft  $F$  über der Fläche  $A$ . Sie hat die Einheit *Pascal* [ $Pa = N/m^2$ ]. Unter der Voraussetzung, dass die Flüssigkeitsteilchen an den Platten haften, ist die Flüssigkeitsschicht an der unteren Platte in Ruhe und die an der Oberen besitzt die Geschwindigkeit  $v$ . Der sich einstellende Geschwindigkeitsgradient  $dv/dy$  wird als Scherrate  $\dot{\gamma}$  bezeichnet und hat die Einheit reziproke Sekunde. Die dynamische Viskosität  $\eta$  ist der Quotient aus der Schubspannung  $\tau$  und der Scherrate  $\dot{\gamma}$  und hat die Einheit [ $Pa \cdot s$ ]. Ist der Quotient aus Schubspannung und Scherrate konstant, spricht man von einem newtonschem Fließverhalten.

$$\eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} \quad (3.1)$$

Die kinematische Viskosität  $\nu$  ist der Quotient aus der dynamischen Viskosität  $\eta$  und der Dichte  $\rho$ .

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (3.2)$$

Die Viskosität eines Fluides hängt von verschiedenen Größen ab [SCH04]:

$$\eta = \eta(S, \vartheta, p, \dot{\gamma}, t, E)$$

- „ $S$ “ physikalisch-chemische Beschaffenheit der Substanz (z. B. Wasser, Öl, Lack, Polymerschmelze, etc.)
- „ $\vartheta$ “ Temperatur der Substanz
- „ $p$ “ Druck
- „ $\dot{\gamma}$ “ Scherrate
- „ $t$ “ Scherzeit

„ $E$ “ elektrisches Feld (für Lacke der grafischen Industrie nicht von Bedeutung)

In Lackversorgungssystemen kann aufgrund des, im Vergleich zu anderen technischen Systemen, geringen Druckes in der Kammerrakel (bei sogenannten Hochdruck-Kammerrakel-Systemen ca. 1,3 bar absolut) dieser ebenfalls vernachlässigt werden.

Manche Lacke besitzen eine Fließgrenze. Dies bedeutet, dass eine Mindestschubspannung  $\tau_{\min}$  benötigt wird, um eine viskose Deformation zu erreichen. Unterhalb dieser Mindestschubspannung verformt sich das Fluid idealerweise rein elastisch, oberhalb beginnt das Fließen. Der Quotient aus der Schubspannung und der Scherrate ist bei diesen Lacken nichtlinear. Es liegt ein nicht Newtonsches Verhalten vor.

### 3.2.2 Relevante Scherratenbereiche im Transportprozess

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen fanden im Hinblick auf den Transport des Lackes von einem Vorratsbehälter (Gebinde) zum Lackwerk einer Druckmaschine statt. Einige typische, im Druckprozess und bei der Lackaufbereitung auftretende, Scherratenbereiche sind in Abb. 3.2 dargestellt [MAI03], [MEZ06], [GOL02].

Die im Transportprozess auftretenden maximalen Scherraten  $\dot{\gamma}$  in den Leitungen lassen sich überschlägig nach der Beziehung für kreisrunde Rohre von Hagen-Poiseuille berechnen [MEZ06].

$$\dot{\gamma} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot R^3} \quad (3.3)$$

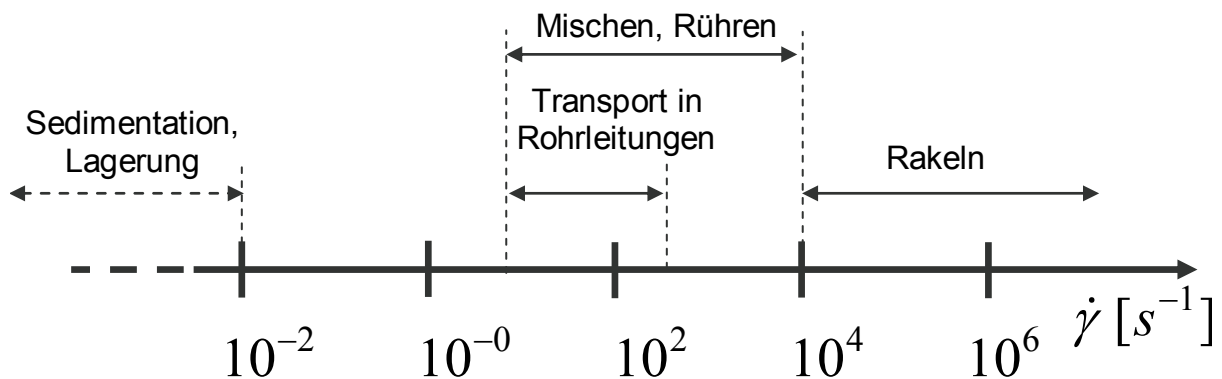


Abb. 3.2: Relevante Scherratenbereiche für Lackversorgungssysteme [MAI03], [MEZ06], [GOL02]

Die maximale Scherrate tritt an der Rohrwand auf. In der Rohrmitte erfährt die Flüssigkeit keine Scherung. Bei dieser Betrachtungsweise nach Hagen-Poiseuille wird ein Newtonsches Fließverhalten vorausgesetzt. Wie spätere Ausführungen zeigen werden, ist dies nicht bei allen Lacken der Fall. In der Schlauchleitung einer industriellen Lackförderanlage mit einem Durchmesser von  $d = 0,019 \text{ m}$  und einem Volumenstrom von  $\dot{V} = 80 \text{ l/h}$  ergibt sich nach Gleichung (3.3) eine maximale Scherrate von  $\dot{\gamma}_W = 33 \text{ s}^{-1}$ . Die Scherraten, die beim Mischen und Rühren auftreten, werden in der Literatur [MAI03] mit  $10 \text{ s}^{-1} \leq \dot{\gamma} \leq 10^4 \text{ s}^{-1}$  angegeben.

Die maximale Scherrate im Gesamtsystem tritt an der Rakel auf und kann ebenfalls abgeschätzt werden. Geht man von einer Oberflächenumfangsgeschwindigkeit der Rasterwalze von  $v = 5 \text{ m/s}$  aus und schätzt den Abstand der Rakel zur Rasterwalze auf  $h = 5 \mu\text{m}$ , so ergibt sich nach Gleichung (3.4) eine Scherrate von:

$$\dot{\gamma}_{\text{Rakel}} = \frac{v}{h} = \frac{5 \text{ m/s}}{5 \cdot 10^{-6} \text{ m}} = 10^6 \text{ s}^{-1} \quad (3.4)$$

Damit sind die Scherraten, die der Lack beim Transport erfährt, im Vergleich zu den Scherraten, die sich beim Rühren im Vorratsbehälter

oder in der Kammerrakel ergeben, relativ klein. In dieser Arbeit wird lediglich der Transportprozess betrachtet. Die Strömungen in der Kammerrakel sind so komplex, dass sie eigene Untersuchungen bedürfen. Der für diese Arbeit relevante Scherratenbereich der rheologischen Untersuchungen wird daher auf  $10^0 \text{ s}^{-1} \leq \dot{\gamma} \leq 10^3 \text{ s}^{-1}$  begrenzt.

### 3.2.3 Messgeräte

Der oben festgelegte Scherratenbereich von  $10^0 \text{ s}^{-1} \leq \dot{\gamma} \leq 10^3 \text{ s}^{-1}$  kann vollständig durch ein Rotationsrheometer mit einem Kegel-Platte-Messsystem abgedeckt werden. In dieser Arbeit wird dazu ein Haake MARS II der Fa. Thermo Fisher Scientific [THE08] verwendet.

Wie bereits im Kapitel 2.2 erwähnt, wird die Viskosität eines Lackes im Praxisalltag der Druckereien meistens in der Einheit „Bechersekunden“ angegeben. Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel auf die Bestimmung der Auslaufzeit nach DIN EN ISO 2431 [7] näher eingegangen.

#### 3.2.3.1 Rotationsrheometer

Bei Messungen mit einem Rotationsrheometer wird die zu untersuchende Flüssigkeit zwischen einer stationären und einer rotierenden Fläche einer Scherbelastung ausgesetzt (vgl. Abb. 3.3). Das zum Rotieren der Fläche benötigte Drehmoment wird gemessen. Aus diesem und der Geometrie des Messsystems wird die Viskosität des Fluides errechnet.

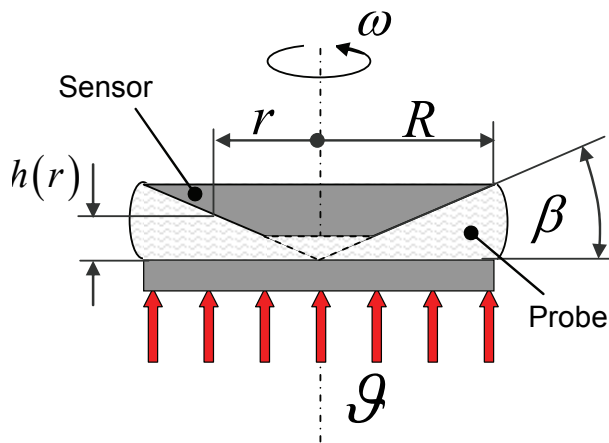


Abb. 3.3: Kegel-Platte-Messsystem eines Rotationsrheometers. Die Kegelspitze ist abgeflacht, um Reibung zwischen Kegel und Platte zu vermeiden.

Die Temperierung der Probe erfolgt über die Grundplatte (mit Pfeilen angedeutet). Der Messspalt wird durch den Durchmesser des Sensors und den Kegelswinkel  $\beta$  vorgegeben.

Die Gleichungen (3.5), (3.6) und (3.7) zeigen die Umrechnung der gemessenen Größen Drehmoment  $M$  [Nm] und Drehzahl  $n$  [1/s] in die Scherrate, die Schubspannung sowie die Viskosität [SCH04].

$$\text{Scherrate} \quad \dot{\gamma} = \left( \frac{1}{\tan \beta} \right) \cdot n \cdot 2\pi = n \cdot \frac{2\pi}{\tan \beta} \quad [s^{-1}] \quad (3.5)$$

$$\text{Schubspannung} \quad \tau = M \left( \frac{3}{2\pi \cdot R^3} \right) \quad [Pa] \quad (3.6)$$

$$\text{Viskosität} \quad \eta = \frac{\tau}{\dot{\gamma}} = \frac{M}{n} \frac{3 \tan \beta}{4\pi^2 R^3} \quad [Pa \cdot s] \quad (3.7)$$

Das Kegel-Platte-Messsystem besteht aus einer ebenen Grundplatte und einem kegelförmigen Sensor, dessen Spitze koaxial auf der Grundplatte steht. Um keine Reibung zwischen Sensor und Platte zu erzeugen, ist die Kegelspitze abgeschnitten. Die Temperierung der Probe erfolgt über die Grundplatte. Der Vorteil dieser Sensoren ist, dass die Scherrate über den gesamten Messspalt konstant ist. Aus diesem Grund kann mit dem Kegel-Platte-Messsystem absolut gemessen werden. Ergebnisse, die mit verschiedenen Kegelradien gewonnen wurden, können also miteinander verglichen werden. Der Nachteil ist, dass bei diesem Messsystem der Messspalt fest vorgegeben ist. Es können daher nur Fluide ohne Feststoffpartikel oder mit Feststoff-

partikeln, deren maximale Größe  $1/5$  des minimalen Abstandes zwischen Kegel und Platte nicht überschreiten, untersucht werden. Bei einer um  $50 \mu\text{m}$  abgeflachten Kegelspitze entspricht dies einer maximal zulässigen Feststoffpartikelgröße von  $10 \mu\text{m}$ . Die maximale Scherrate, die mit diesem Messverfahren erreicht werden kann, wird von der Zentrifugalkraft bestimmt. Bei zu hoher Drehzahl kann es aufgrund der auftretenden Zentrifugalkräfte zu einer Spaltentleerung kommen.

### 3.2.3.2 Auslaufbecher

Wegen seiner einfachen Handhabung ist dieses Messverfahren in der Druckindustrie weit verbreitet [NOR06]. Ein Becher mit einem definierten Volumen und einer definierten Auslaufdüse wird mit der zu charakterisierenden Flüssigkeit gefüllt. Anschließend wird die Zeit gemessen, die die Flüssigkeit braucht, um durch die Düse auszufließen. Die treibende Kraft ist dabei der hydrostatische Druck der Flüssigkeitssäule senkrecht über der Düsenöffnung (vgl. Abb. 3.4).

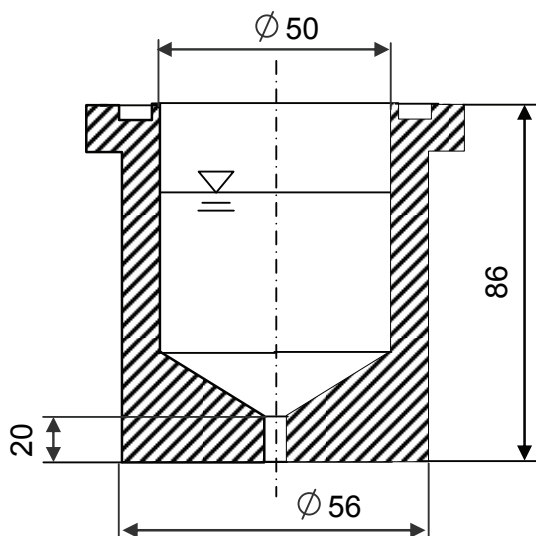


Abb. 3.4: Schnittdarstellung eines Auslaufbechers.

Nach DIN EN ISO 2431 [7] beträgt der Becherinhalt 100 ml. Die Düse hat eine Länge von 20 mm. Die Durchmesser der Düse (in der Zeichnung nicht bemaßt) sind durch die Norm mit 3, 4 oder 6 mm festgelegt.

Der hydrostatische Druck bestimmt die Schubspannungen und die Scherraten in der Düse. Da hier kein weiterer äußerer Druck herrscht, werden Auslaufbecher auch als „drucklose Viskosimeter“ bezeichnet [MEZ06]. Die Auslaufzeit ist ein Maß für die Viskosität. Es gibt viele

unterschiedliche Bauarten von Auslaufbechern (ISO 2431, DIN 53211, Ford, Zahn, Engler, Shell) [MEZ06]. Alle Becher sind mit unterschiedlichen Düsendurchmessern erhältlich. In der Druckindustrie ist der DIN 4 mm- Auslaufbecher (4 mm Düsendurchmesser) nach DIN 53211 am weitesten verbreitet, obwohl er vor mehr als 20 Jahren von dem in der gültigen Norm DIN EN ISO 2431 [7] beschriebenen ISO-Auslaufbecher abgelöst wurde. DIN- und ISO-Becher haben mit 100 ml das gleiche Volumen, unterscheiden sich jedoch in der Länge der Düse, welche beim DIN-Auslaufbecher 4 mm und beim ISO-Auslaufbecher 20 mm beträgt. In der Norm wird folgende Gleichung zur Umrechnung der Auslaufzeit in die kinematische Viskosität angegeben.

$$\nu = a^* \cdot t - \frac{b^*}{t} \quad (3.8)$$

Die Konstanten  $a^*$  und  $b^*$  sind abhängig vom Düsendurchmesser und der Düsenlänge. Für den ISO- 4 mm- Becher gilt beispielsweise  $a^* = 1,37 \text{ mm}^2/\text{s}^2$  und  $b^* = 200 \text{ mm}^2$  [7]. In [FRI49] wird der Aufbau der Gleichung (3.8) erläutert. Grundsätzlich lehnt sie sich an die Gleichung an, die zur Auswertung von Messungen mit Kapillarrheometern herangezogen wird. Experimentelle Untersuchungen an Lacken haben gezeigt, dass die mit Auslaufbechern ermittelten kinematischen Viskositäten sehr stark streuen und keine vernünftige Beziehung mit den Daten der Absolut-Rheometer hergestellt werden kann [STA07]. Das liegt im Wesentlichen daran, dass die Scherrate in der Düse nicht genau bestimmt werden kann [GOL02]. Aus diesem Grund ist gerade die Messung von strukturviskosen Medien mit relativ großen Fehlern behaftet. Man kann sogar sagen, dass diese Messmethode für thixotrope Medien im Grunde völlig ungeeignet ist [GOL02]. Warum sie dennoch in der Druckindustrie weit verbreitet ist, ist darauf zurückzuführen, dass ein Drucker aufgrund seiner Erfahrung und nach Gefühl am Auslaufverhalten eines Lackes auf dessen Verdruckbarkeit schließen kann. Dabei handelt es sich jedoch um eine sehr subjektive Betrachtungsweise, die in keinerlei Hinsicht industriellen Ansprüchen entspricht.

### 3.2.4 Fließ- und Viskositätskurven

Nach der Beschreibung der Messgeräte werden im Folgenden die Scherviskositätsverläufe der acht vermessenen Lacke dargestellt. Diese Verläufe sind die Grundlage für die im Kapitel 4.2.4 durchgeführten Berechnungen. Die Messungen wurden mit einem Haake MARS II Rheometer [THE08] durchgeführt. Als Messsystem wurde ein 60 mm Kegel mit 1° Kegelwinkel verwendet. Zur exakteren Proben temperierung ist der Kegel mit einem wärmeisolierenden Keramikschaft ausgestattet. Zusätzlich wurde zur thermischen Isolierung der Sensor während der Messung mit einer Lösemittelfalle abgedeckt. Die Umgebungsbedingungen entsprachen dem eingangs erläuterten Normklima.

Die Messvorschrift zur Bestimmung der Fließ- und Viskositätskurve unterteilt sich in drei Abschnitte (Abb. 3.5). Die Messungen erfolgten im CS-Mode (Controlled Stress).

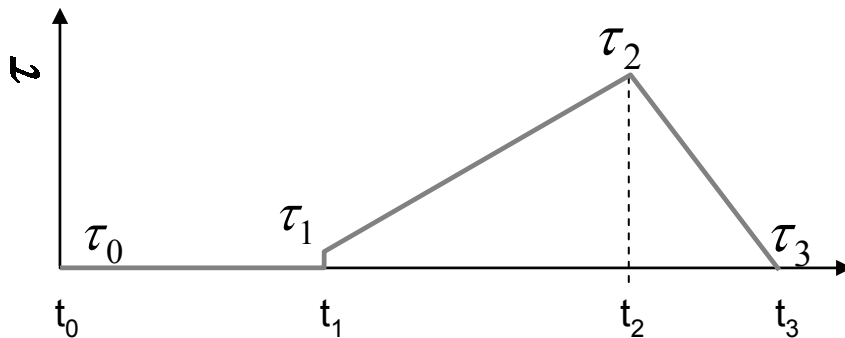


Abb. 3.5: Messvorschrift (CS-Mode) zur Bestimmung der Fließ- und Viskositätskurve, die Temperatur des Lackes wird auf  $23\text{ °C} \pm 0,1\text{ °C}$  geregelt

- 1)  $t_0 \rightarrow t_1 \triangleq 60$  Sekunden, Temperierung der Probe auf  $23\text{ °C} \pm 0,1\text{ °C}$ , Schubspannung  $\tau = 0$
- 2)  $t_1 \rightarrow t_2 \triangleq 720$  Sekunden, linearer Anstieg der Schubspannung von  $\tau_1 = 0,05\text{ Pa}$  auf  $\tau_2$ .  $\tau_2$  wird in Vorversuchen für jeden Lack eigens bestimmt. Die Schubspannung wird so gewählt, dass die Scherrate  $\dot{\gamma}$  den Wert von  $1000\text{ s}^{-1}$  nicht überschreitet. Je nach Viskosität des Lackes liegt  $\tau_2$  zwischen 80 und 300 Pa.

- 3)  $t_2 \rightarrow t_3 \triangleq 360$  Sekunden, lineare Absenkung der Schubspannung vom Wert  $\tau_2$  auf  $\tau_3 = 0 Pa$ .

In den Vorversuchen zur Bestimmung der maximalen Schubspannung  $\tau_2$  wurde diese für 60 Sekunden gehalten, bevor sie linear auf  $\tau_3$  abgesenkt wurde. In dieser Zeit, in der die Proben mit maximaler Schubspannung beansprucht wurden, konnte keine Veränderung der Scherrate gemessen werden. Es lag also keine zeitabhängige Viskosität vor. In der Messvorschrift aus *Abb. 3.5* wird aus diesem Grund nach dem Erreichen der maximalen Schubspannung zum Zeitpunkt  $t_2$  die Schubspannung gleich wieder abgesenkt. Damit konnte die Messung um 60 Sekunden verkürzt werden, was gerade bei der Untersuchung von schnell trocknenden Dispersionslacken von Vorteil ist.

In *Abb. 3.6* und *Abb. 3.7* sind die Fließ- und Viskositätskurven der Dispersions- und UV-Lacke dargestellt. Die Abszisse beginnt bei einer Scherrate von  $0,1 \text{ s}^{-1}$ . Messpunkte unterhalb dieser Scherrate werden nicht dargestellt, da sie für die Untersuchung des Transportprozesses in der Schlauchleitung nicht relevant sind. Außerdem sollten transiente Effekte soweit wie möglich ausgeschlossen werden. Diese treten in niedrigen Scherratenbereichen auf, wenn sich im Messspalt noch kein homogenes Strömungsprofil ausgebildet hat. Bei sehr niedrigen Scherraten muss daher eine sehr lange Messzeit gewählt werden. In dieser Zeit kann es gerade bei Dispersionslacken zu Messfehlern durch Antrocknung kommen.

Die Viskositäts- und Fließkurven aller vier Dispersionslacke (vgl. *Abb. 3.6*) zeigen nichtlineares, strukturviskoses<sup>7</sup> Verhalten mit einer mehr oder weniger ausgeprägten Fließgrenze.

---

<sup>7</sup> scherverdünnendes Fließverhalten, die Viskosität nimmt mit steigender Beanspruchung ab [MAI03].

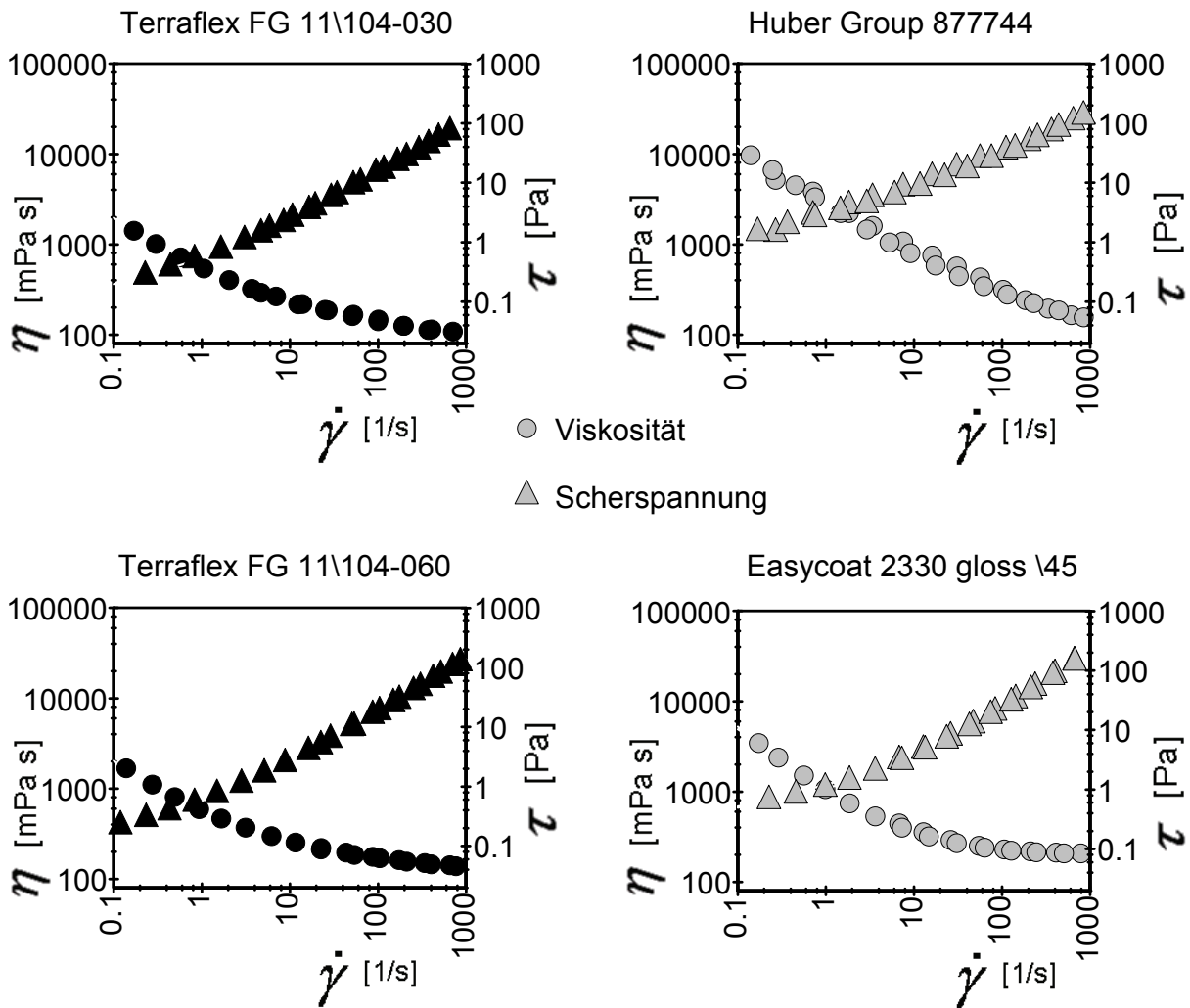


Abb. 3.6: Vergleich der Fließ- und Viskositätskurven der Dispersionslacke. Die Proben­temperatur während der Messung beträgt  $23\text{ °C} \pm 0,1\text{ °C}$ . Schwarze Marker symbolisieren Mattlacke, graue Marker Glanzlacke

Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, dass Dispersionslacke aus, in einem Trägermedium (Wasser) dispergierten, Partikel bestehen. Diese Partikel neigen im Ruhezustand zur Agglomeration. Um diese Agglomerationen wieder aufzubrechen, ist eine Mindest-Schubspannung erforderlich. Je größer die Schubspannung wird, desto mehr Agglomerate lösen sich auf und die Viskosität des Lackes nimmt ab.

Die UV-Mattlacke zeigen wie die Dispersionslacke nicht-Newtonsches, strukturviskoses Verhalten mit einer Fließgrenze. Die Ursache hierfür liegt an dispergierten Mattierungsmitteln, die zu Agglomerationen neigen.

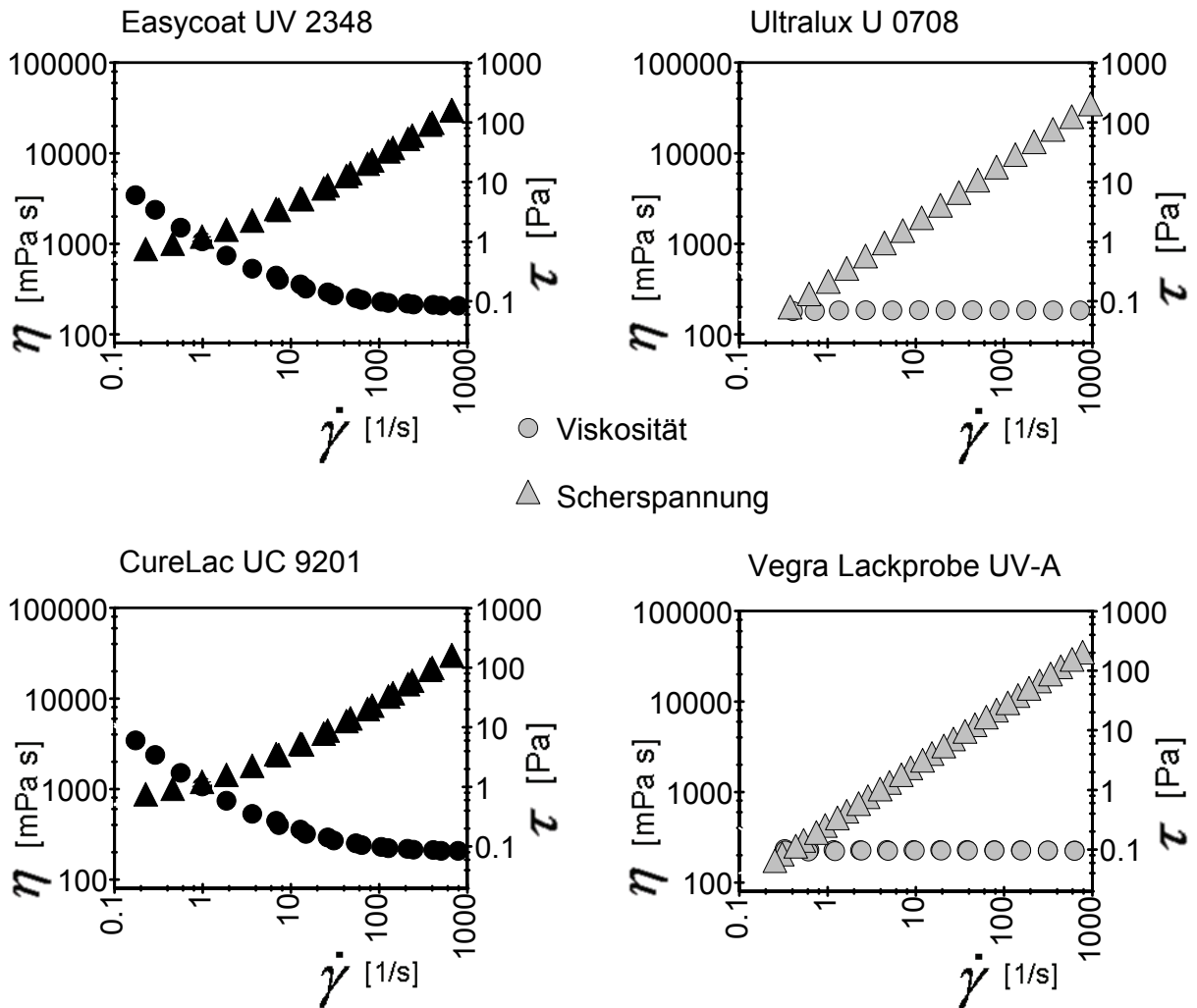


Abb. 3.7: Vergleich der Fließ- und Viskositätskurven der UV-Lacke. Die Proben temperatur während der Messung beträgt  $23\text{ °C} \pm 0,1\text{ °C}$ . Schwarze Marker symbolisieren Mattlacke, graue Marker Glanzlacke

Im Falle der UV-Mattlacke handelt es sich bei dem Trägermedium nicht um Wasser, sondern um unter UV-Licht aushärtende Bindemittel.

UV-Glanzlacke zeigen hingegen nahezu ideales Newtonsches Fließverhalten. Sie enthalten im Gegensatz zu Dispersionslacken und UV-Mattlacken keine dispergierten Partikel.

### 3.2.5 Anpassung der Viskositätskurven durch eine Modellfunktion

Um später das Strömungsprofil des Lackes im Rohr berechnen zu können, werden die gemessenen Viskositätskurven in diesem Abschnitt mit einer Modellfunktion approximiert. Im Falle der UV-Glanzlacke (Abb. 3.7, rechts) ist dies sehr einfach mit dem Ansatz nach *Newton* möglich (vgl. Gleichung (3.1))

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}. \quad (3.9)$$

Alle anderen Lacke zeigen ein strukturviskoses Verhalten mit einer Fließgrenze. Zur Bestimmung der Fließgrenze können verschiedene Methoden angewendet werden. Eine Übersicht solcher Methoden ist in [MEZ06] aufgeführt. Eine übliche Methode ist die Fließgrenze über die Obergrenze der Schubspannung am Fließbeginn zu bestimmen. Dazu wird am Rheometer die Schubspannung als Rampenfunktion vorgegeben. Jener Schubspannungswert wird als Fließgrenze bezeichnet, bei welcher das Messgerät gerade noch keine Bewegung erfasst. Nachteil dieser Auswertemethode ist, dass der Fließgrenzenwert von der Drehzahlaufösung des Rheometers abhängt. Ein Gerät mit einer hohen Auflösung wird bei einer Schubspannung bereits eine Bewegung feststellen, während ein Gerät mit einer niedrigen Drehwinkelaufösung bei gleicher Schubspannung noch keine Drehung feststellen kann. Nach diesem Verfahren ist die Fließgrenze also keine Materialkonstante sondern sie ist messgeräteabhängig.

Um die Fließgrenze, der in Abb. 3.6 und Abb. 3.7 dargestellten Fließ- und Viskositätskurven, zu bestimmen, wird in dieser Arbeit die Tangentenschnittpunkt-Methode angewendet. Im reversiblen, elastischen Deformationsbereich gilt ein linearer Zusammenhang zwischen Schubspannung und Deformation.

$$\frac{\tau}{\gamma} = const \quad (3.10)$$

Die Fließgrenze  $\tau_0$  ist derjenige Schubspannungswert, bei dem der Bereich des reversiblen, elastischen Deformationsverhaltens endet und der Bereich der irreversiblen Deformation beginnt [MEZ06]. Dieser ist in Abb. 3.8 durch den Schnittpunkt der beiden Tangenten dargestellt.

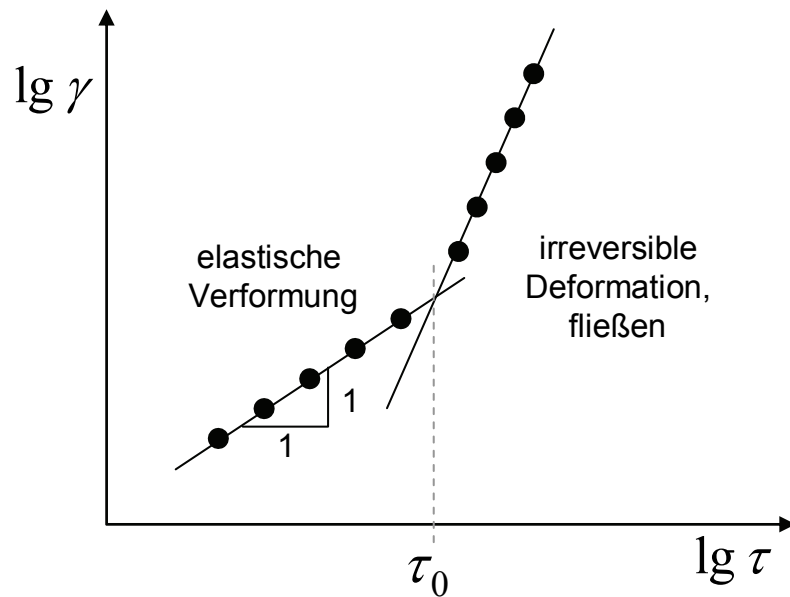


Abb. 3.8: Vorgehensweise bei der Bestimmung der Fließgrenze mittels der Tangentschnittpunkt-Methode. Auf der Ordinate ist die Verzerrung  $\gamma$ , auf der Abszisse die Schubspannung  $\tau$  aufgetragen [MEZ06].

Das in Abb. 3.8 dargestellte Auswerteverfahren kann nun auf alle Dispersionslacke aus Abb. 3.6 und die UV-Mattlacke aus Abb. 3.7 angewendet werden. Die Ergebnisse dieser Auswertung sind in Tab. 3.1 und Tab. 3.2 zusammengefasst. Einige Lacke besitzen keine ausgeprägte Fließgrenze. Bei diesen wird in den Tabellen ein Bereich angegeben, in dem sich die Tangenten in etwa schneiden.

Lacksorte (Dispersionslack)		Fließgrenze $\tau_0$ 23 °C ± 0,1 °C
Terraflex 11\104-30	(matt)	1 – 2 Pa
Terraflex 11\104-60	(matt)	1 – 2 Pa
Huber Group 877744	(glanz)	2,7 Pa
Easycoat 2330 gloss\45	(glanz)	1,8 Pa

Tab. 3.1: Fließgrenzen der Dispersionslacke

Lacksorte (UV-härtend)		Fließgrenze $\tau_0$ 23 °C ± 0,1 °C
Easycoat UV 2348	(matt)	2 – 3 Pa
Curelac UC 9201	(matt)	1,8 Pa
Ultralux U 0708	(glanz)	–
Vegra Lackprobe UV-A	(glanz)	–

Tab. 3.2: Fließgrenzen der von UV-Lacken.

Eine Auswahl von empirischen Modellfunktionen zur Approximation von verschiedenen Fließ- und Viskositätskurven können z. B. aus [MAI03], [GIE94] oder [BÖM00] entnommen werden. In einer Arbeit über die Strömungs- und Versprüheigenschaften von nicht-newtonschen Fluiden wendet *Madlener* [MAD08] das Fließkurvenmodell nach Herschel-Bulkley und Herschel-Bulkley-Extendet an. Mit dem Ansatz nach Herschel-Bulkley ist es möglich, das experimentell ermittelte Viskositätsverhalten über einen großen Scherratenbereich hinweg zu beschreiben [MAD08].

$$\text{Herschel-Bulkley Schubspannung: } \tau_{HB} = \tau_0 + K \cdot \dot{\gamma}^N \quad (3.11)$$

$$\text{Herschel-Bulkley Viskosität: } \eta_{HB} = \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}} + K \cdot \dot{\gamma}^{N-1} \quad (3.12)$$

Allerdings werden von [MAD08] gelförmige Fluide untersucht, die eine sehr ausgeprägte Fließgrenze aufweisen. Wie die Ergebnisse aus Tab. 3.1 und Tab. 3.2 zeigen, weisen die Lacke so geringe Fließgrenzen auf, dass deren Bestimmung mit relativ großen Unsicherheiten behaftet sind.

Zudem ist zu beachten, dass die Fließ- und Viskositätskurven bei  $23\text{ °C} \pm 0,1\text{ °C}$  gemessen wurden. Bei höheren Temperaturen, wie sie im Druckprozess auftreten können, ist davon auszugehen, dass die Fließgrenze weiter sinkt. Aus dieser Betrachtung heraus wird davon ausgegangen, dass ein Modellansatz, der die Fließgrenze nicht berücksichtigt, das Fließverhalten mit ausreichender Genauigkeit beschreibt. Dies gilt zumindest für den im Transportprozess relevanten mittleren Scherratenbereich. Dies führt auf den Ansatz nach *Ostwald/ de Waele*, der häufig auch als „Potenz-Gesetz“ [GIE94], [SCH04] oder englisch „Power Law“ [MEZ06] bezeichnet wird

$$\tau_{OW} = K \cdot \dot{\gamma}^N \quad (3.13)$$

$$\eta_{OW} = K \cdot \dot{\gamma}^{N-1} \quad (3.14)$$

[GIE94], [MEZ06].

Aus der Berechnung der Regression im Scherratenbereich von  $0,1 - 1000\text{ s}^{-1}$  mithilfe der Software Diadem [NAT08a] nach der Ansatzfunktion (3.13) und den Messergebnissen nach Abb. 3.6 und Abb. 3.7 ergeben sich folgende Werte für  $K$  und  $N$ :

Lacksorte (Dispersionslack)	$K$	$N$	Bestimmtheitsmaß
Terraflex 11\104-30 (matt)	0,228	0,886	0,9964
Terraflex 11\104-60 (matt)	0,226	0,927	0,9995
Huber Group 877744 (glanz)	1,208	0,692	0,9903
Easycoat 2330 gloss\45 (glanz)	0,275	0,956	0,9998

Tab. 3.3: Parameter für die Kurvenanpassung nach Ostwald/ de Waele für Dispersionslacke

Lacksorte (UV-härtend)	$K$	$N$	Bestimmtheitsmaß
Easycoat UV 2348 (matt)	0,275	0,956	0,9992
Curelac UC 9201 (matt)	0,432	0,964	0,9979
Ultralux U 0708 (glanz)	0,189	0,994	1
Vegra Lackprobe UV-A (glanz)	0,230	0,996	1

Tab. 3.4: Parameter für die Kurvenanpassung nach Ostwald/ de Waele für UV-Lacke

Für den Fall  $N=1$  liegt idealviskoses, also Newtonsches Verhalten vor. Wie man in Tab. 3.4 sieht, trifft dies auf die beiden Glanzlacke Ultralux U 0708 und Vegra Lackprobe UV-A zu. Für  $N<1$  liegt scherverdünnendes Verhalten vor für  $N>1$  würde scherverdickendes Verhalten vorliegen. Wie man am Bestimmtheitsmaß<sup>8</sup> ablesen kann, führt die Vernachlässigung der Fließgrenze zu keiner nennenswerten Abweichung der Regression.

### 3.2.6 Temperaturabhängigkeit der Viskosität

Die Viskositäts- und Fließkurven aus dem vorhergehenden Abschnitt zeigen die Problematik der scherratenabhängigen Viskosität von Lacken. Die Viskosität eines Lackes hängt jedoch auch von dessen Temperatur ab. Streng genommen müsste man, um die Stoffeigenschaften vollständig zu erfassen, bei jeder Scherrate die Temperaturabhängigkeit der Viskosität erneut messen. Aufgrund der großen Anzahl von Messungen, die hierzu notwendig wären, ist diese Vorgehensweise jedoch nicht praktikabel.

Aus den Viskositätskurven Abb. 3.6 und Abb. 3.7 geht hervor, dass sich die Viskosität der meisten Lacke ab einer Scherrate von etwa  $100 \text{ s}^{-1}$  nur noch geringfügig ändert. Um die Messung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität unter den verschiedenen Lacken vergleichbar zu machen, wurden daher alle Temperaturkurven in einem Scherratenbereich deutlich oberhalb dieser  $100 \text{ s}^{-1}$  gemessen.

In Abb. 3.9 ist der Ablauf des Experimentes dargestellt. Im Zeitraum  $t_0 \rightarrow t_1 \triangleq 120$  Sekunden wird die Probe auf  $15 \text{ °C} \pm 0,1 \text{ °C}$  temperiert. Die Messung erfolgt im Abschnitt  $t_1 \rightarrow t_2$  bei einer konstanten Scherrate

---

<sup>8</sup> auch als empirische Korrelationskoeffizient bezeichnet. Liegen sämtliche Messpunkte auf der Ausgleichskurve hat der Korrelationskoeffizient den Wert 1. (vgl. [PAP01])

von  $800 \text{ s}^{-1}$ . Die Heizrate in diesem Abschnitt beträgt  $0,05 \text{ }^\circ\text{C/s}$ . Diese Heizrate liegt über dem empfohlenen Wert von  $1 \text{ }^\circ\text{C/min}$ . Eine Vergleichsmessung mit einer newtonschen Prüfflüssigkeit (E200, Fa. Thermo Fisher Scientific,  $\eta = 117 \text{ mPas}$ , Unsicherheit:  $\pm 2 \%$ ) bei einer Heizrate von  $0,5 \text{ }^\circ\text{C/min}$  und  $3 \text{ }^\circ\text{C/min}$  ergab eine Abweichung des Messwertes von  $+2,5 \%$  bezogen auf eine Heizrate von  $0,5 \text{ }^\circ\text{C/min}$  [STA07].

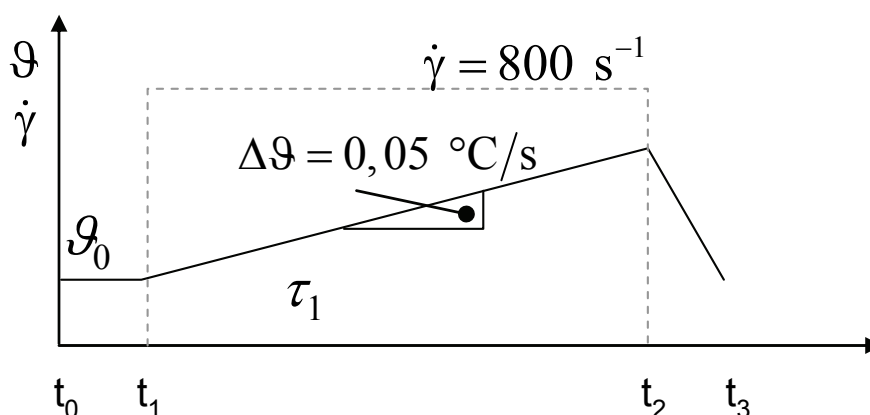


Abb. 3.9: Experiment zur Bestimmung der temperaturabhängigen Viskosität. Vor Beginn der Messung wird die Probe im Zeitraum zwischen  $t_0 \rightarrow t_1 \hat{=} 120 \text{ s}$  auf  $15 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$  temperiert. Im zweiten Bereich wird, bei einer konstanten Scherrate von  $\dot{\gamma} = 800 \text{ s}^{-1}$ , die Temperatur  $\vartheta$  mit einer Heizrate von  $0,05 \text{ }^\circ\text{C/s}$  erhöht.

Der Messbereich wird für die Dispersionslacke auf  $15 - 40 \text{ }^\circ\text{C}$  und für UV-Lacke auf  $15 - 50 \text{ }^\circ\text{C}$  festgelegt. Der kleinere Temperaturbereich bei den Dispersionslacken berücksichtigt deren Neigung zum Antrocknen.

Die Messergebnisse sind als Arrhenius-Kurve dargestellt. In dieser Darstellung ist die Viskosität  $\eta$  logarithmisch über den reziproken Werten der Temperatur  $\vartheta$  (in Einheit Kelvin) aufgetragen. Grundlage dieser Darstellung ist die Arrhenius Beziehung

$$\eta(\vartheta) = C_1 \cdot e^{\frac{-E_A}{R_G \cdot \vartheta}} \quad (3.15)$$

mit der Fließaktivierungsenergie  $E_A$ , der Materialkonstanten  $C_1$  [Pas] und der Gaskonstanten  $R_G$  [MEZ06]. Die temperaturabhängige Viskosität zeigt sich in dieser Darstellung als abfallende Gerade.

In Abb. 3.10 sind die Messergebnisse der Dispersionslacke dargestellt. Der Einfluss der Temperatur auf die Viskosität ist umso größer, je höher die Viskosität bei niedrigen Temperaturen ist. Diese Erkenntnis kann auf alle Lacke übertragen werden.

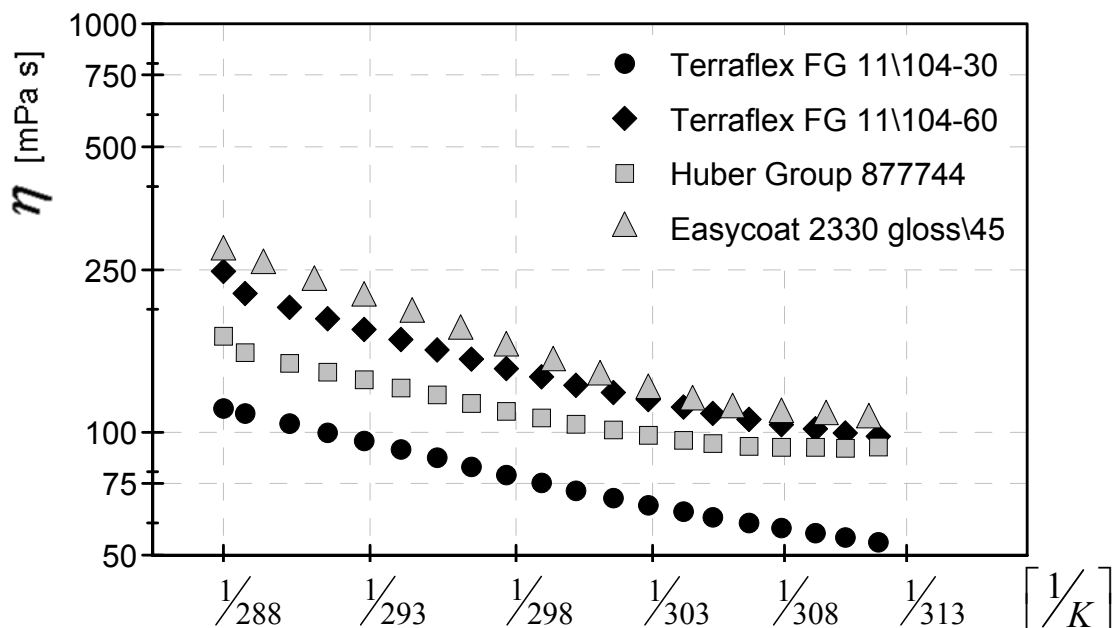


Abb. 3.10: Vergleich der Temperaturabhängigkeit der Viskosität von Dispersionslacken. Die Scherrate während der Messung beträgt  $800 \text{ s}^{-1}$ . Schwarze Marker Mattlack, graue Marker Glanzlack

Die Messkurve des Huber Group 877744 zeigt einen leichten Anstieg bei höheren Temperaturen und damit eine Abweichung von einer Geraden. Dies ist auf beginnende Trocknung zurückzuführen.

Die Messergebnisse der UV-Lacke in Abb. 3.11 zeigen eine noch stärkere Temperaturabhängigkeit der Viskosität. Anders als bei Dispersionslacken, bei denen die Temperatur auf die Viskosität der Trägersubstanz Wasser nur einen geringen Einfluss ausübt, wirkt sich

eine Temperaturänderung auf die Bindemittel der UV-Lacke wesentlich stärker aus.

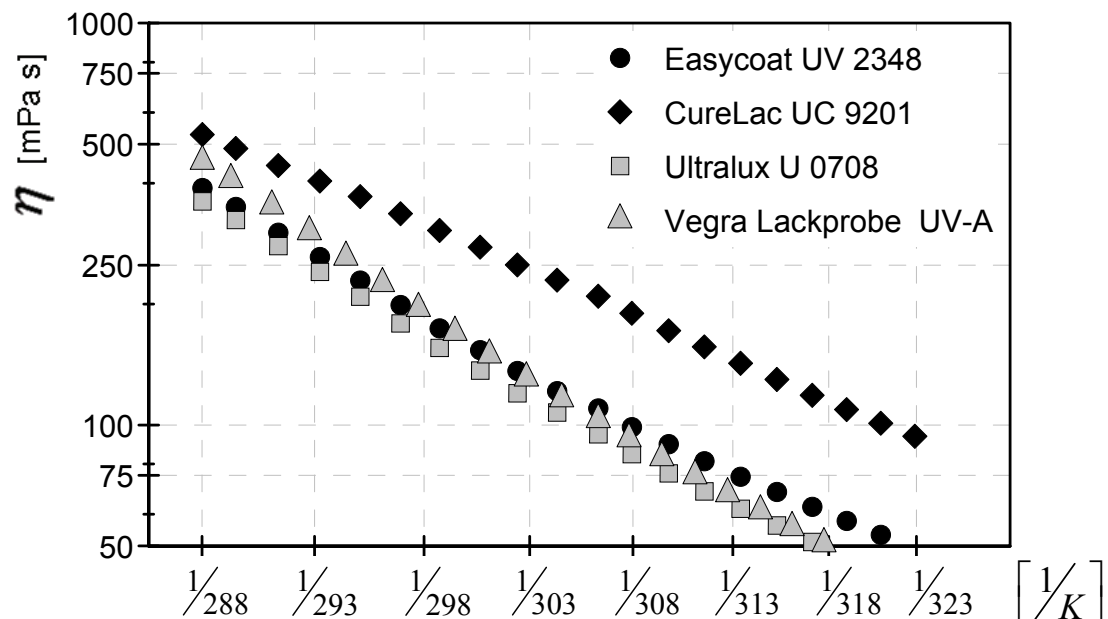


Abb. 3.11: Vergleich der Temperaturabhängigkeit der Viskosität von UV-Lacken. Die Scherrate während der Messung beträgt  $800 \text{ s}^{-1}$ . Schwarze Marker: Mattlack, graue Marker: Glanzlack

Auffällig bei den Messergebnissen in Abb. 3.11 ist, dass oberhalb der Raumtemperatur bei beiden Glanzlacken (graue Marker) kaum ein Unterschied in der Viskosität gemessen werden konnte, obwohl sich die Viskositäten laut Herstellerangaben signifikant unterscheiden sollten.

### 3.3 Dichte

Die Dichte ist eine charakteristische Stoffgröße. Als Dichte  $\rho$  bezeichnet man den Quotienten aus Masse  $m$  und Volumen  $V$  einer Stoffmenge. Die Dichte aller festen, flüssigen und gasförmigen Stoffe ist temperaturabhängig. Eine Reihe von Verfahren zur Bestimmung der Dichte von Beschichtungsstoffen werden von den Normen DIN EN ISO 2811-1 bis 3 [10], [11], [12] beschrieben.

Das in DIN EN ISO 2811-1 [10] beschriebene Pyknometerverfahren wird in dieser Arbeit nicht verwendet, da die Temperatur des Lackes bei diesem Verfahren nur unter großen Schwierigkeiten gemessen werden kann.

Das in DIN EN ISO 2811-3 [12] beschriebene Schwingungsverfahren hat Nachteile bei der Messung von Dispersionen, da die zahlreichen Phasengrenzen zwischen flüssigem Dispergiermittel und festen Partikeln die Messung stören können. Außerdem begünstigt die Vibration während der Messung die Phasentrennung, wodurch weitere Messfehler entstehen können [SAR99].

In dieser Arbeit wird daher die Dichte der Lacke mit Hilfe des Auftriebsverfahrens bestimmt. Das Auftriebsverfahren arbeitet nach dem Archimedes Prinzip.

### **Archimedes Prinzip**

„Ein Körper, der teilweise oder vollständig in einer Flüssigkeit eingetaucht ist, erfährt eine Auftriebskraft, deren Betrag gleich der Gewichtskraft der verdrängten Flüssigkeit ist.“ [TIP00]:

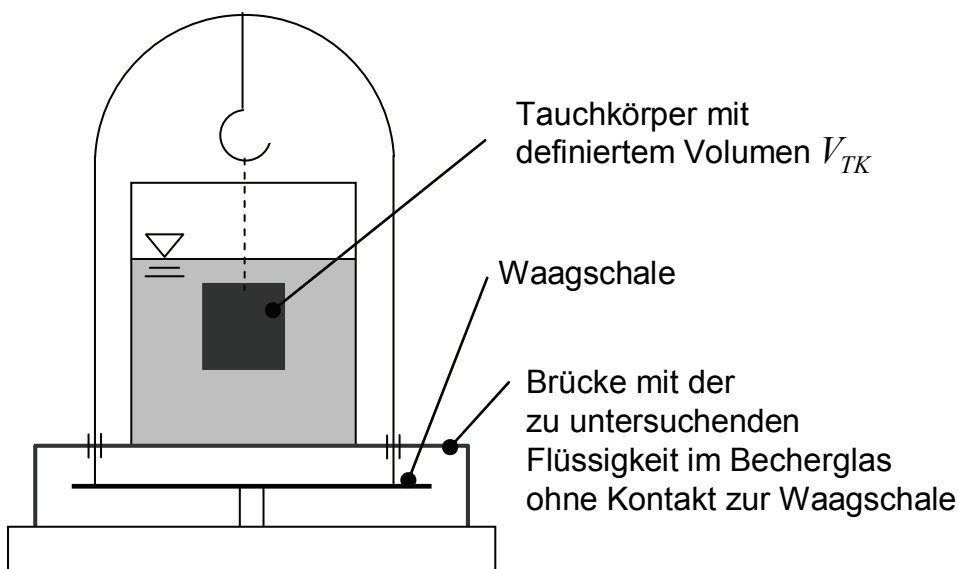


Abb. 3.12: Schema des Versuchsaufbaus zur Bestimmung der Dichte einer Flüssigkeit. Ein Tauchkörper mit einem definierten Volumen wird in die zu untersuchende Flüssigkeit eingetaucht.

Bei dieser Methode wird ein Tauchkörper mit definiertem Volumen und bekanntem Gewicht, der über eine Brücke mit der Waagschale verbunden ist, vollständig in Flüssigkeit eingetaucht. Der Behälter mit der zu messenden Flüssigkeit hat bei dieser Methode keinen Kontakt zur Waagschale. Dadurch kann eine Waage mit relativ kleinem Messbereich verwendet werden.

Bei diesen Messungen wurde dazu eine Laborwaage der Fa. Sartorius, Typ: LE 225D - OCE mit einem Messbereich von 0 - 220 g verwendet. Die Auflösung in diesem Messbereich beträgt 0,1 mg. Gemessen wird die Auftriebskraft, die der Körper in der Flüssigkeit erfährt. Durch Division des Messwertes durch das Volumen des Tauchkörpers erhält man die Dichte der Flüssigkeit  $\rho_F$ .

$$\rho_F = \frac{m_F}{V_{TK}} \quad (3.16)$$

Da die dispergierten Partikel ( $< 10 \mu m$ ) um Größenordnungen kleiner sind als der Tauchkörper in Abb. 3.12 (Volumen: 10 ml), können die Lacke als homogene Flüssigkeiten betrachtet werden.

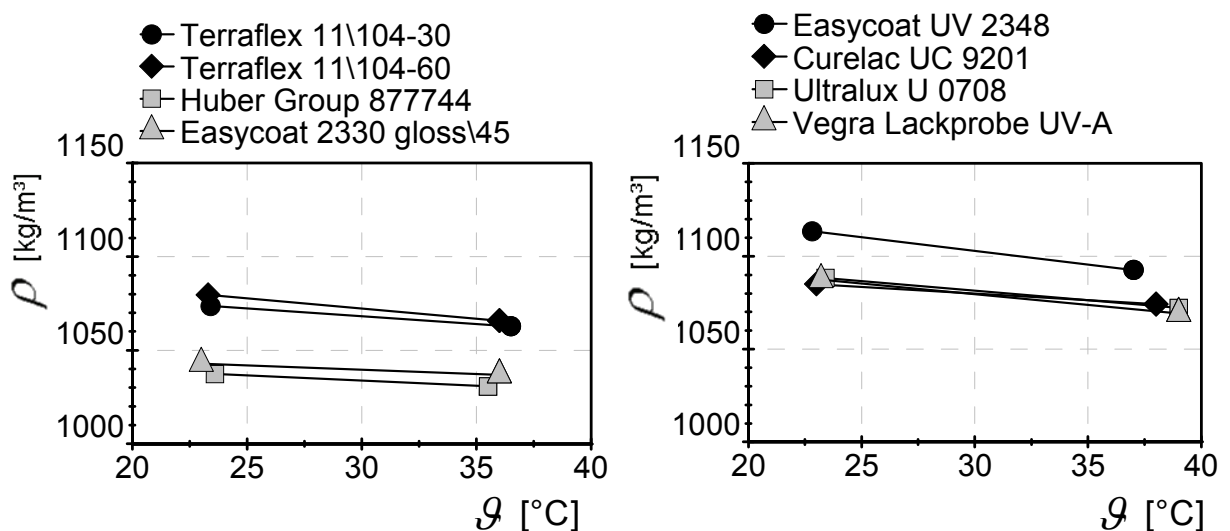


Abb. 3.13: Dichte der Dispersions- (links) und UV-Lacke (rechts) in Abhängigkeit der Temperatur. Die Messungen wurden bei zwei unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt. Zur Veranschaulichung der Steigung sind die beiden Messpunkte mit einer Geraden verbunden (graue Marker: Glanzlacke, schwarze Marker: Mattlacke)

Die Dichte der Dispersionslacke wurde bei  $23\text{ °C} \pm 0,5\text{ °C}$  und  $36\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$  nach dem in Abb. 3.12 dargestellten Prinzip gemessen. In Abb. 3.13 ist für Dispersionslacke (links) ein eindeutiger Unterschied zwischen Matt- und Glanzlacken erkennbar. Dieser kann auf den Anteil dispergierter Mattierungsmittel zurückgeführt werden. Bei UV-Lacken (rechts) ist dieser Trend nicht eindeutig erkennbar. Die Messung zeigt, dass bei UV-Lacken die Dichte des Bindemittels höher ist als die Dichte der Trägersubstanz bei Dispersionslacken. Zusätzlich dispergierte Mattierungsmittel wirken sich daher bei UV-Lacken auf die gesamte Dichte weniger stark aus.

Lacksorte (Dispersionslack)	Dichte bei $23\text{ °C} \pm 0,5\text{ °C}$	Dichteänderung bis $36\text{ °C}$
Terraflex 11\104-30	$1073,6\text{ kg/m}^3$	$-0,8\text{ kg/m}^3\text{ K}$
Terraflex 11\104-60	$1079,6\text{ kg/m}^3$	$-1,1\text{ kg/m}^3\text{ K}$
Huber Group 877744	$1037,3\text{ kg/m}^3$	$-0,6\text{ kg/m}^3\text{ K}$
Easycoat 2330 gloss\45	$1042,9\text{ kg/m}^3$	$-1,4\text{ kg/m}^3\text{ K}$

Tab. 3.5: Dichte und Dichteänderung von Dispersionslacken

Durch die Analyse der Daten aus Abb. 3.13 und mit der Annahme, dass sich die Dichte im angegebenen Temperaturbereich linear ändert, ergeben sich für die Dispersionslacke die in Tab. 3.5 dargestellte Änderungen der Dichte.

Lacksorte (UV-härtend)	Dichte bei $23\text{ °C} \pm 0,5\text{ °C}$	Dichteänderung bis $37,5\text{ °C}$
Easycoat UV 2348	$1113,5\text{ kg/m}^3$	$-1,4\text{ kg/m}^3\text{ K}$
Curelac UC 9201	$1085,0\text{ kg/m}^3$	$-0,7\text{ kg/m}^3\text{ K}$
Ultralux U 0708	$1088,3\text{ kg/m}^3$	$-1\text{ kg/m}^3\text{ K}$
Vegra Lackprobe UV-A	$1087,4\text{ kg/m}^3$	$-1,1\text{ kg/m}^3\text{ K}$

Tab. 3.6: Dichte und Dichteänderung von UV-Lacken

Die Dichte der UV-Lacke wurde in gleicher Weise bestimmt. Lediglich die obere Temperatur, bei der die Messungen durchgeführt wurden, wurde auf  $37,5\text{ °C} \pm 1,5\text{ °C}$  etwas erhöht. Der Grund hierfür ist, dass UV-Lacke in der Praxis mit höheren Temperaturen verarbeitet werden. Auch hier kann die Dichteänderung aus der Analyse der Messdaten ermittelt werden.

Wie aus Tab. 3.5 und Tab. 3.6 entnommen werden kann, ist der Temperatureinfluss auf die Dichte bei Easycoat Lacken am größten. Im ungünstigsten Fall des Easycoat 2330 gloss\45 ändert sich die Dichte im Bereich von  $23\text{ °C}$  bis  $36\text{ °C}$  jedoch nur um ca 2,3 %. Aufgrund dieser relativ kleinen Änderung wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit die Dichte der Lacke als temperaturunabhängig und damit als konstant betrachtet.

### 3.4 Spezifische Wärmekapazität

Unter spezifischer Wärme versteht man die Wärme, die ein Kilogramm eines Stoffes unter gewissen Bedingungen mit der Umgebung austauschen muss, um seine Temperatur um ein Grad Kelvin zu erhöhen [HEM79].

Grundsätzlich bedient man sich zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität eines Stoffes der Kalorimetrie. Ein Kalorimeter enthält eine Wärmequelle (im Allgemeinen elektrisch), die einen genau bekannten Wärmestrom in die Probe hinein erzeugt, und einem Temperaturmessgerät, das die Temperaturänderung der Probe misst. Hierbei ist jedoch Sorge zu tragen, dass die Probe keine weitere Energie mit der Umgebung austauscht [HEM79]. Da dieser adiabate Zustand in realen Systemen kaum zu erreichen ist, haben sich sogenannte Differenz-Scanning-Kalorimeter durchgesetzt. Um den Effekt des Wärmeaustausches mit der Umgebung zu kompensieren, arbeiten sie mit einer Referenzprobe. Diese besitzt gleiche geometrische Abmessungen wie die zu messende Probe und zusätzlich ist ihre spezifische Wärmekapazität bekannt. Man geht davon aus, dass die Probe und die Referenzprobe die gleiche Wärmemenge mit der

Umgebung austauschen. Da nur die Wärmestromdifferenz zwischen Referenzprobe und Probe gemessen wird, wird der Fehler, der bei einer Messung unter nicht idealen adiabatischen Voraussetzungen entsteht, vollständig kompensiert.

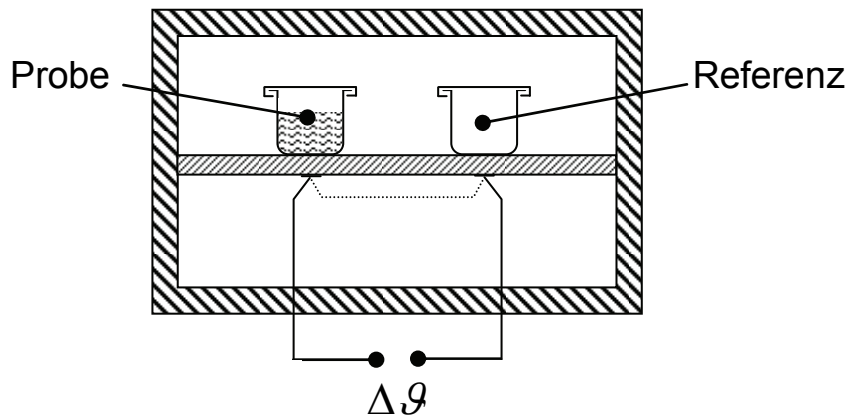


Abb. 3.14: Aufbau eines DSC-Messsystems nach dem Wärmestromprinzip

Die in dieser Arbeit zugrunde liegenden Untersuchungen wurden an einem Differential- Scanning- Calorimeter (DSC) der Fa. Mettler Toledo Typ: 823 durchgeführt. Vor der ersten Messung wurde die Anlage mit einer Referenzprobe (Saphir) kalibriert. Die Kalibrierung wurde in regelmäßigen Abständen durch das Messen von reinem Wasser kontrolliert.

Für die Messung wird die Heizrate  $\Delta\vartheta [K/s]$ , mit der die Probe erwärmt wird, am Messgerät vorgegeben. Der dazu notwendige Wärmestrom  $\dot{Q}$  wird erfasst und gespeichert. Die spezifische Wärmekapazität  $c$  der Probe mit der Masse  $m_F$  kann nach der Messung offline aus den Ergebnissen nach der Gleichung (3.17) berechnet werden.

$$c = \frac{\dot{Q}}{m_F \cdot \Delta\vartheta} \quad (3.17)$$

Die spezifischen Wärmekapazitäten der wasserbasierten Dispersionslacke (Abb. 3.15) liegen im Temperaturbereich von 25 – 50 °C zwischen 3000–3500 J/kgK. Eine signifikante Temperaturabhängigkeit ist nicht feststellbar. Lediglich bei einer Probe ist ein Anstieg der Wärmekapazität

mit zunehmender Temperatur feststellbar. Dieser Anstieg kann mit der Verdunstung von Lackbestandteilen zusammenhängen.

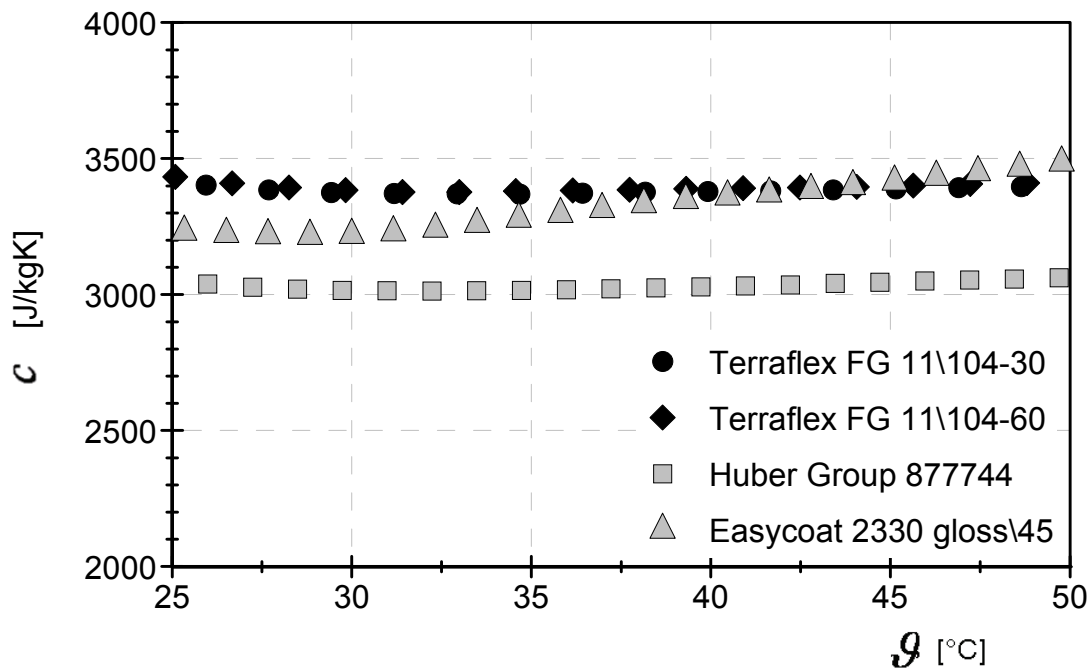


Abb. 3.15: Spezifische Wärmekapazität der Dispersionslacke

Die Wärmekapazitäten der UV-Lacke (Abb. 3.16) befinden sich im Bereich von  $1800\text{--}1950\text{ J/kgK}$  und liegen damit enger zusammen als die Wärmekapazitäten der Dispersionslacke. Bei den UV-Lacken ist kein signifikanter Unterschied zwischen Matt- und Glanzlacken messbar. Im dargestellten Temperaturbereich tritt bei UV-Lacken keine Phasenänderung auf d. h., sie härten nicht spontan aus. Die Wärmekapazität ist somit über den gesamten Temperaturbereich konstant.

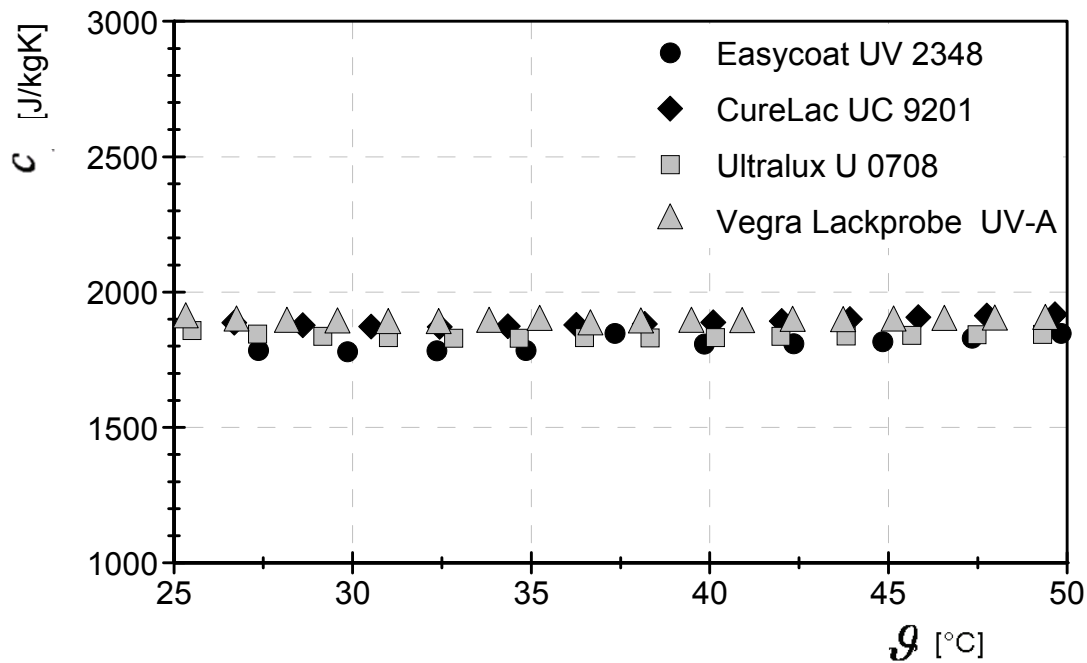


Abb. 3.16: spezifische Wärmekapazität der UV-Lacke

Die Wärmekapazität der UV-Lacke liegt um 1200-1500 J/kgK niedriger als die Wärmekapazität der Dispersionslacke. Die höhere Wärmekapazität der Dispersionslacke ist auf die Trägersubstanz Wasser (Volumenanteil etwa 50 %) zurückzuführen. Die spezifische Wärmekapazität von Wasser beträgt 4185 J/kgK bei 20 °C [GES06].

Bei strahlhärtenden UV-Lacken nehmen die Filmbildner und Zusatzstoffe einen Volumenanteil von etwa 90 % und mehr ein. Diese Filmbildner setzen sich im Allgemeinen aus Polymeren zusammen [NAN97]. Nach den Messergebnissen in Abb. 3.16 weisen diese Polymere eine wesentlich geringere spezifische Wärmekapazität als Wasser auf. Eine weitere Schlussfolgerung aus Abb. 3.16 ist, dass die Wärmekapazitäten von Mattierungsmitteln und Filmbildnern in etwa gleich sein müssen.

### 3.5 Temperaturleitfähigkeit

Bei der Temperaturleitfähigkeit  $a$  handelt es sich um eine weitere Materialkonstante. Der Name Temperaturleitfähigkeit hat sich eingebürgert, obwohl die Temperatur eine skalare Größe ist und kein Vektor, also keine gerichtete Größe darstellt [HER06].

Sie ist eine bestimmende Größe zur Berechnung der räumlichen und zeitlichen Veränderung der Temperatur aufgrund eines Temperaturgefälles in einem Körper oder Fluid. Sie ist mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  verwandt, wie die Definition der Temperaturleitfähigkeit  $a$  zeigt:

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (3.18)$$

In Tab. 3.7 sind exemplarisch einige Zahlenwerte für  $a$  von verschiedenen Stoffen bei 20 °C dargestellt.

Festkörper/Fluid	Temperaturleitfähigkeit $a$ (bei 20 °C)
Wasser	$0,1433 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Aluminium	$93,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Eisen	$24,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Ethanol	$0,15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Tab. 3.7: Zahlenwerte für die Temperaturleitfähigkeit  $a$ . Quellen: [HER06], [GES06]

Die Temperaturleitfähigkeit eines Feststoffes kann unmittelbar mithilfe der Laser Flash Methode gemessen werden. Das Verfahren wurde bereits 1960 von *Parker* [PAR60] entwickelt. Im Jahre 1975 wurde es von *Lee* [LEE75] für eine dreischichtige Probe erweitert, die es ermöglicht, auch die Temperaturleitfähigkeit von Flüssigkeiten zu bestimmen. Dazu wird die zu messende Probe in einen speziell dafür vorgesehenen Tiegel gefüllt (Abb. 3.17).

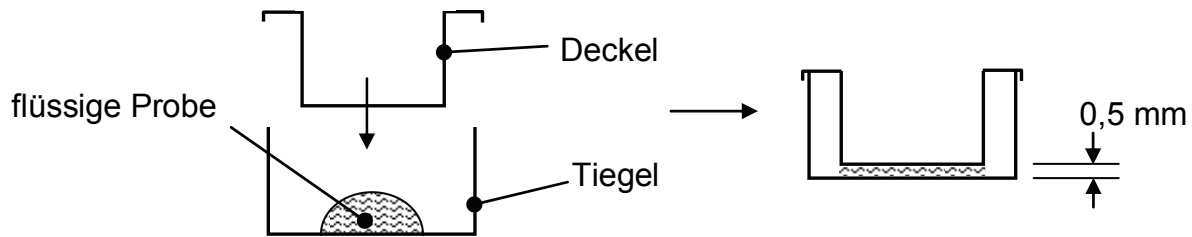


Abb. 3.17: Tiegel zur Messung der Temperaturleitfähigkeit einer Flüssigkeit mittels der Laser Flash Methode

In der Laser Flash Anlage wird die Unterseite eines Tiegels (Abb. 3.17) mit einem sehr kurzen Laserimpuls erwärmt. Die auf diese Weise eingebrachte Wärme breitet sich durch den Tiegelboden in die Probe aus und erreicht schließlich die Oberseite des Deckels, wo ein hochempfindlicher IR-Sensor die Temperaturänderung erfasst.

Zur Messung der Temperaturleitfähigkeit wurde in der vorliegenden Arbeit ein Gerät der Fa. NETZSCH-Gerätebau, LFA 447 Nano Flash [NET08] verwendet. Bei dieser Anlage ist der sonst übliche Laser durch eine Xenon-Blitzlampe ersetzt. Die Funktionsweise ändert sich hierdurch jedoch nicht.

Zur besseren Einkopplung des Xenon-Blitzes und zur Verbesserung des Emissionsvermögens des Deckels wird der Tiegelboden und die Deckelmitte mit Grafit beschichtet [BLU06].

Die Auswertung der Messung, d. h. die Berechnung der Temperaturleitfähigkeit  $a_F$ , übernimmt die Software des Messgerätes. Dazu muss die Probendicke  $l_{\text{Probe}}$ , die Dicke des Tiegelbodens  $l_{\text{Boden}}$  und des Deckels  $l_{\text{Deckel}}$ , die Stoffwerte des Tiegels (Dichte  $\rho_{Al}$ , spezifische Wärmekapazität  $c_{Al}$ , Wärmeleitfähigkeit  $a_{Al}$ ), die Dichte der Probe  $\rho_F$  und die spezifische Wärmekapazität  $c_F$  in das Programm eingegeben werden.

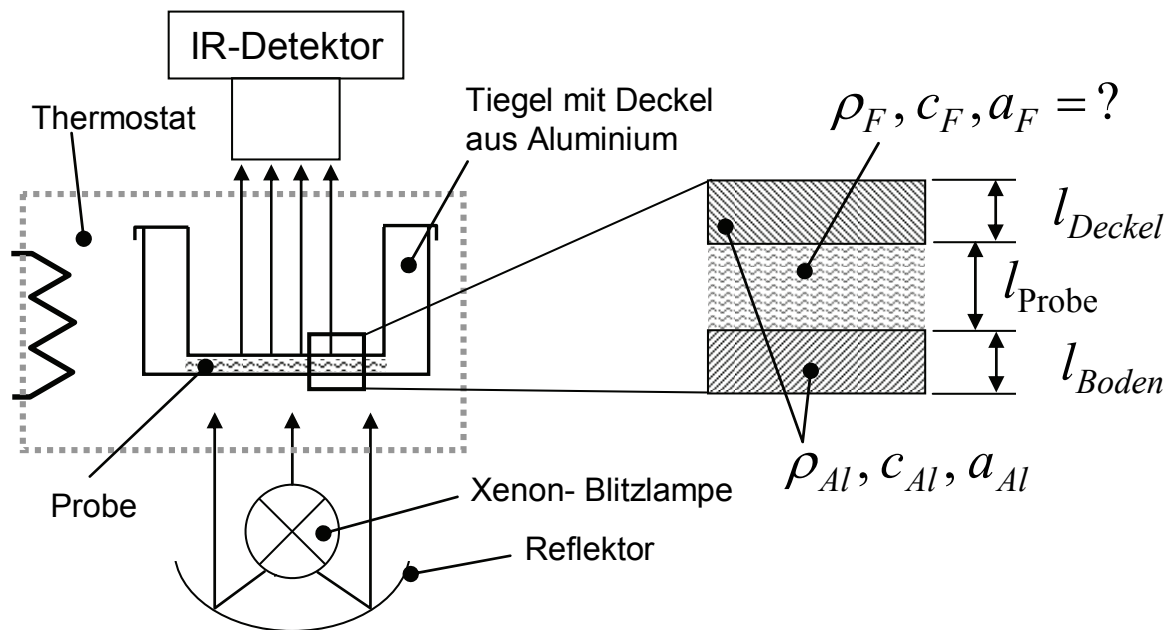


Abb. 3.18: Links: Messprinzip der Laserflash-Methode. Der Tiegel mit der Probe wird von unten mit einer Xenon-Blitzlampe erwärmt. Die Temperaturänderung auf diesen Impuls wird von einem IR-Detektor gemessen. Rechts: Ausschnitt aus dem Tiegel mit der Probe. Zur Berechnung der Temperaturleitfähigkeit muss die Probendicke, die Dicke des Tiegelbodens und des Deckels, die Stoffwerte des Tiegelmaterials (Aluminium), die Dichte der Probe (Flüssigkeit) und die spezifische Wärmekapazität der Probe bekannt sein.

Die größte Fehlerquelle bei diesem Verfahren stellt die Bestimmung der Probendicke dar. Aus diesem Grund wurde vor jeder Messung die Dicke der Probe mit einer digitalen Mikrometerschraube mit einer Genauigkeit von  $\pm 1 \mu\text{m}$  an mehreren Stellen bestimmt. Auf die Planparallelität des Tiegelbodens zum Tiegeldeckel ist bei diesem Verfahren der größte Wert zu legen, da für das Messergebnis der kleinste Abstand und nicht der mittlere Abstand zwischen Boden und Deckel ausschlaggebend ist.

Zur Temperierung der Probe verfügt die verwendete Anlage über einen Thermostat. Dieser erlaubt die Messung der Temperaturleitfähigkeit bei unterschiedlichen Temperaturen. Die Diagramme in Abb. 3.19 und Abb. 3.20 zeigen die Temperaturleitfähigkeiten der acht Lacke bei einer Temperatur von  $20\text{ °C}$ ,  $25\text{ °C}$ ,  $30\text{ °C}$ ,  $35\text{ °C}$ ,  $40\text{ °C}$ ,  $45\text{ °C}$  und  $50\text{ °C}$  (jeweils  $\pm 1\text{ °C}$ ). Bei jeder dieser Temperaturen wurden jeweils fünf

Messungen der Temperaturleitfähigkeit durchgeführt. Der jeweilige erste Messpunkt weichte dabei relativ stark von den vier nachfolgenden Messwerten ab. Dies war darauf zurückzuführen, dass die Probe bei der ersten Messung noch nicht vollständig temperiert war. Aus diesem Grund wurde der erste Messwert nicht gespeichert. In Abb. 3.19 und Abb. 3.20 sind daher nur vier Messpunkte pro Temperaturstufe abgebildet. Die regelmäßige Kalibrierung des Gerätes mit Wasser ergab eine Abweichung des Messwertes von  $\pm 5\%$  von den in der Literatur [GES06] angegebenen Werten der Temperaturleitfähigkeit. Eine Messunsicherheit von  $\pm 5\%$  kann somit angenommen werden.

Abb. 3.19 zeigt die Ergebnisse der Temperaturleitfähigkeitsmessung der Dispersionslacke. Bei einigen Lacken nimmt die Streuung der Messpunkte mit zunehmender Temperatur zu. Dies ist auf die beginnende Trocknung der Probe zurückzuführen.

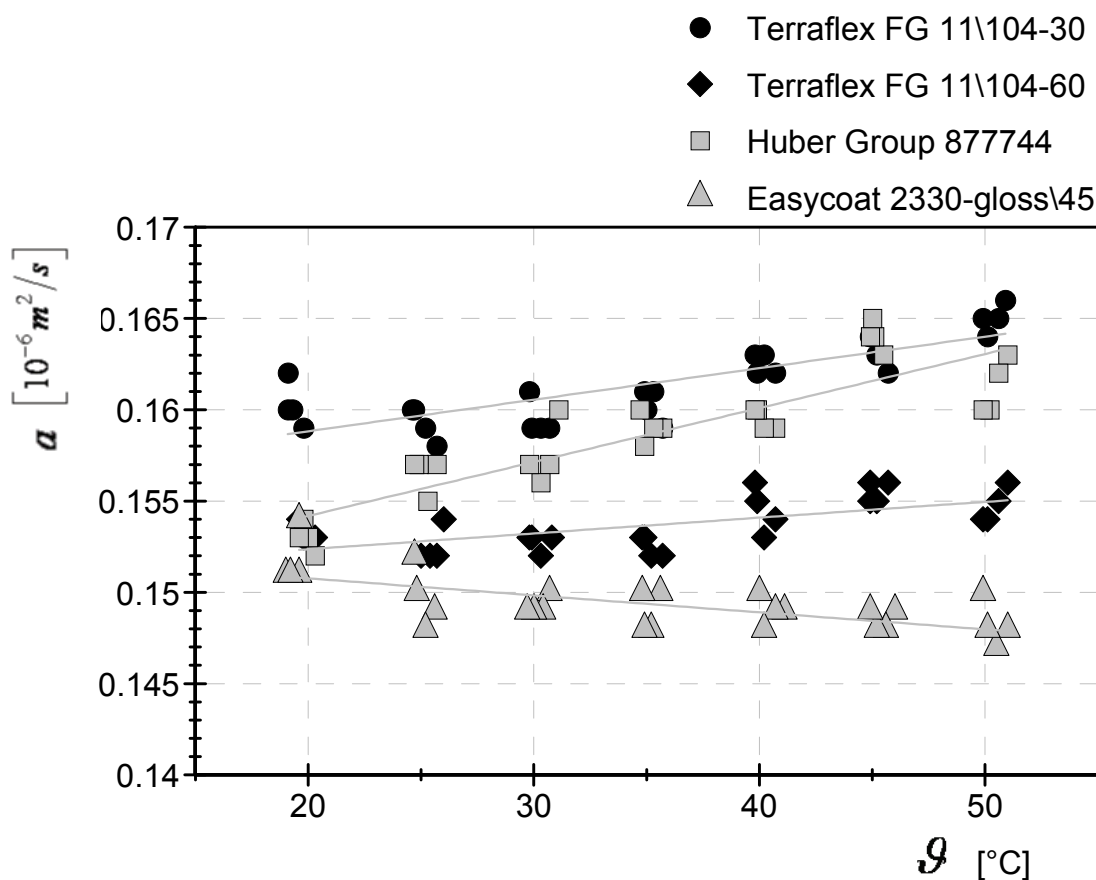


Abb. 3.19: Temperaturleitfähigkeit der Dispersionslacke im fließfähigen Zustand. Die Messpunkte sind durch eine Gerade approximiert. Graue Marker Glanzlack, schwarze Marker Mattlack

Es kann kein genereller Unterschied zwischen Glanz- und Mattlacken festgestellt werden. Legt man eine Messunsicherheit von  $\pm 5\%$  zugrunde, liegen die Temperaturleitfähigkeiten der Dispersionslacke sehr eng beieinander.

Abb. 3.20 zeigt die Ergebnisse der Temperaturleitfähigkeitsmessung der UV-Lacke. Die Temperaturleitfähigkeit der UV-Lacke ist über den gesamten Temperaturbereich relativ konstant. Wie bereits bei der Messung der spezifischen Wärmekapazität festgestellt wurde, ist die Messung der Stoffeigenschaften von UV-Lacken gegenüber der Messung von Dispersionslacken weniger problematisch, da sie auch bei höheren Temperaturen nicht aushärten.

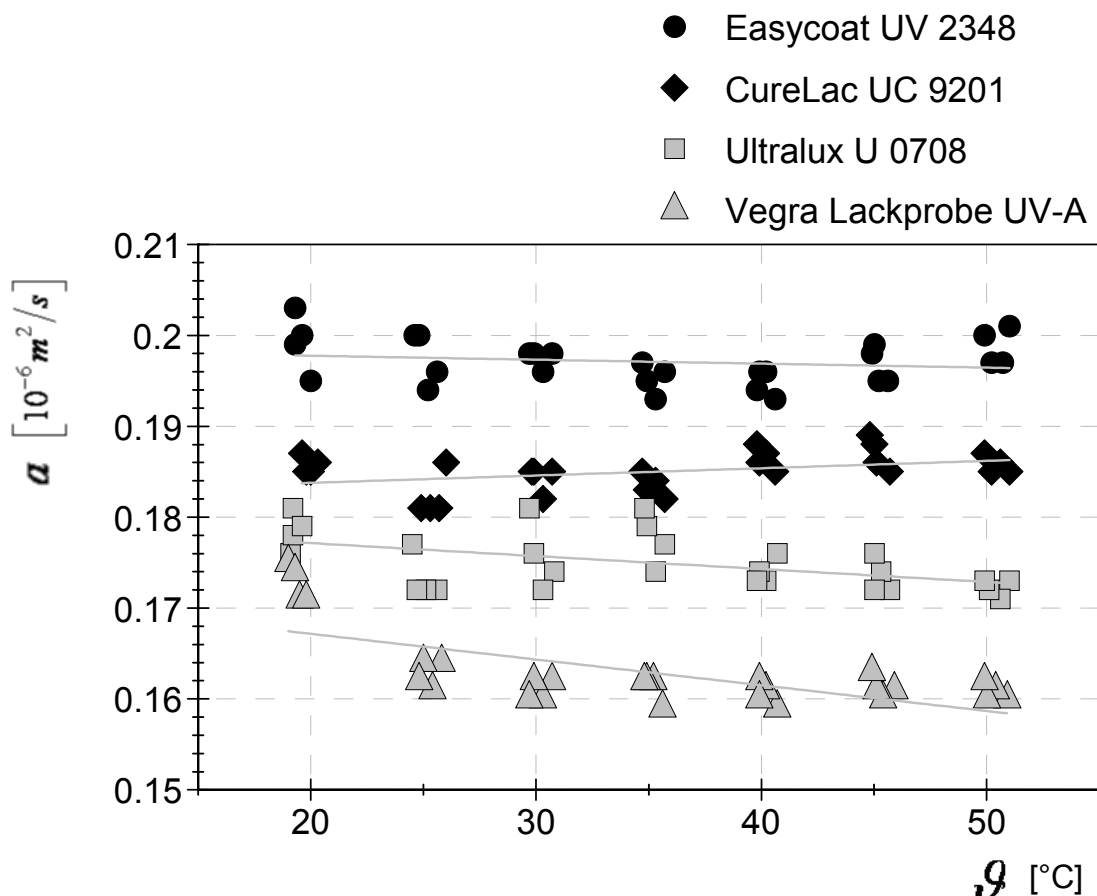


Abb. 3.20: Temperaturleitfähigkeit der UV-Lacke im fließfähigen Zustand. Die Messpunkte sind mit einer Geraden approximiert. Graue Marker Glanzlack, schwarze Marker Mattlack

In Abb. 3.20 zeichnet sich bei UV-Mattlacken eine geringfügig höhere Temperaturleitfähigkeit als bei UV-Glanzlacken ab. Auch unter

Berücksichtigung einer Messunsicherheit von  $\pm 5\%$  streuen die Messwerte bei UV-Lacken stärker als bei Dispersionslacken. Die insgesamt höheren Werte der Temperaturleitfähigkeiten von UV-Lacken können auf die niedrigeren Wärmekapazitäten zurückgeführt werden. Eine Probe mit einer kleinen Wärmekapazität speichert weniger Wärmeenergie, die Temperatur breitet sich schneller innerhalb der Probe aus, die Messung der Temperaturleitfähigkeit ergibt größere Werte.

Die Temperaturleitfähigkeit ist in diesem Fall die letzte Stoffgröße, die zur Berechnung von Wärmeübertragungsproblemen bekannt sein muss. Alle anderen Stoffgrößen und dimensionslosen Kennzahlen, die für die Wärmeübertragung relevant sind, können aus diesen vier Stoffkennwerten und der Geometrie des Wärmeübertragers abgeleitet werden. Im folgenden Kapitel kann also die Übertragungsfunktion des Wärmeübertragers hergeleitet werden.

## 4 Übertragungsfunktionen des Systems

In diesem Kapitel werden die Übertragungsfunktionen der Teilsysteme: Pumpe (in Abb. 4.1 „Teilsystem P“), Wärmeübertrager (in Abb. 4.1 „Teilsystem W“) und Leitung (in Abb. 4.1 „Teilsystem L“) hergeleitet bzw. gemessen. Diese Übertragungsfunktionen werden im Kapitel 5 dieser Arbeit zu einem Modell kombiniert, mit dem anhand des frequenzabhängigen Übertragungsverhaltens des Systems die Förderleistung der Pumpe ermittelt und relative Änderungen der Viskosität des Beschichtungsfluides berechnet werden können.

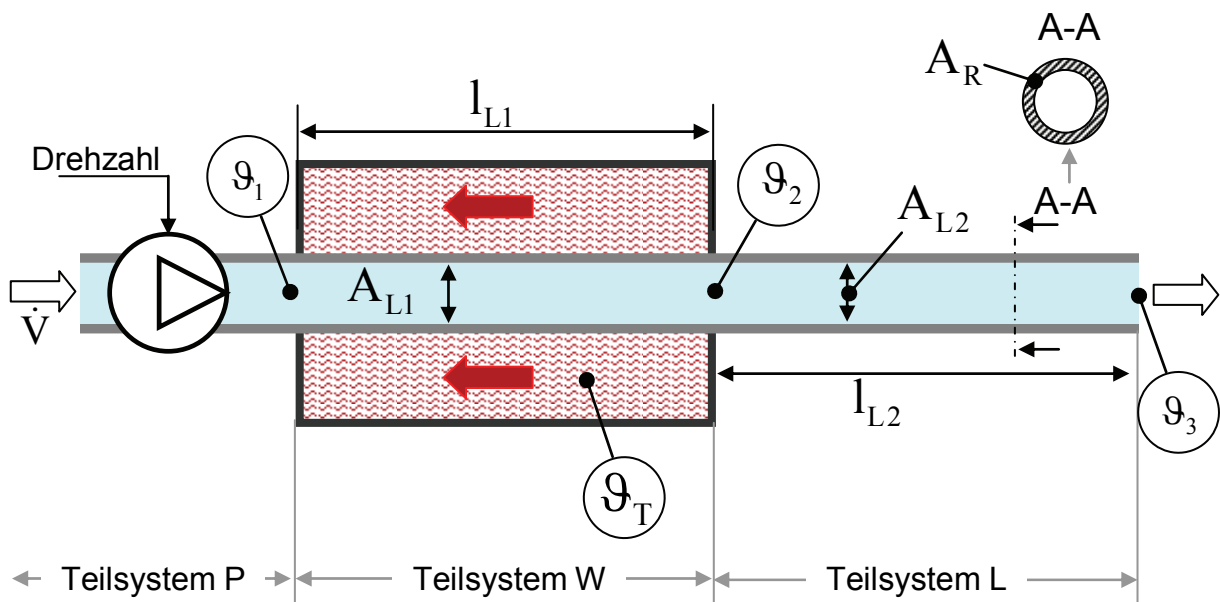


Abb. 4.1: Schematischer Aufbau des gesamten Systems, bestehend aus Pumpe (Teilsystem P), Wärmeübertragers nach dem Gegenstromprinzip (Teilsystem W) und Leitung (Teilsystem L)

Um einen Zusammenhang zwischen der Viskosität des Lackes und dem Übertragungsverhalten des gesamten Systems herzustellen, werden in den folgenden drei Unterkapiteln alle drei Teilsysteme unabhängig voneinander betrachtet.



In dieser Arbeit ist eine rotierende Verdrängerpumpe mit radialer Schlauchanordnung und kraftschlüssiger Quetschung Gegenstand der Untersuchungen (vgl. Abb. 4.2 Seite 68 und Abb. 4.4 Seite 73).

Diese Pumpe arbeitet nach dem peristaltischen Förderprinzip. Das heißt, zwei auf einem Rotor umlaufende Druckrollen quetschen einen elastischen Schlauch ab und schieben das zwischen den Druckrollen befindliche Fluid von der Saug- zur Druckseite der Pumpe. Die umlaufenden Druckrollen sind mit Federn angestellt und quetschen den Schlauch somit kraftschlüssig. Der Umschlingungswinkel des Schlauches ist größer  $180^\circ$ . Damit ist gewährleistet, dass der Schlauch stets an mindestens einer Stelle gequetscht wird. Damit benötigt die Schlauchpumpe keine Ventile [WAT08c].

Im Idealfall nimmt der Schlauch nach der Quetschung, aufgrund seiner elastischen Eigenschaften, wieder seine ursprüngliche Form an. Der dabei entstehende Unterdruck lässt neue Flüssigkeit in die Pumpe einströmen.

Die Flüssigkeit kommt nur mit dem Schlauch in Kontakt, dieser ist gut zu reinigen und kann notfalls mit wenigen Handgriffen ausgewechselt werden. Im Quetschbereich werden Feststoffpartikel durch die elastische Schlauchinnenfläche eingebettet und dadurch nicht zerrieben. Die Schlauchpumpe eignet sich daher besonders zur schonenden Förderung pigmentierter Lacke wie z. B. Lacke mit Mattierungsmitteln (Mattlacke). Durch den Einsatz geeigneter Schlauchmaterialien können auch chemisch aggressive Medien gefördert werden. Die mechanische Belastung des Schlauches durch den Rotor begrenzt jedoch die Lebensdauer der Schläuche [ZAB97].

Durch die kraftschlüssige Quetschung ist der maximale Förderdruck der untersuchten Pumpe auf etwa 2 bar Überdruck begrenzt [WAT08b]. Oberhalb dieses Druckes reicht die Anstellkraft der Druckrollen nicht mehr aus, um vollständig abzudichten. Die Folge ist, dass Fluid durch den Quetschspalt hindurch von der Druckseite zurück zur Saugseite fließt. In industriellen Lackversorgungssystemen arbeiten Schlauch-

pumpen hauptsächlich gegen den hydrostatischen Druck, der bis zur Kammerrakel überwunden werden muss und gegen die Strömungsverluste in der Leitung. Der Förderdruck der Pumpe reicht aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und der relativ kleinen Höhendifferenzen hierzu in jedem Fall aus<sup>9</sup>.

Wesentlich empfindlicher reagieren Schlauchpumpen prinzipbedingt auf Absenkung des Druckes auf der Saugseite des Schlauches. Ursachen für eine Druckabsenkung können z. B. ein erhöhter Strömungswiderstand in der Saugleitung oder eine große Ansaughöhe sein. Der Zufluss von neuem Fluid wird behindert, sodass sich der Schlauch nach dem Quetschvorgang nicht mehr in seine ursprüngliche Form zurückformen kann. Die Folge ist eine Abnahme des zwischen den zwei Druckrollen eingeschlossenen Fluidvolumens und damit eine Abnahme des gesamten Fördervolumens pro Umdrehung.

Nach [ZAB97] kann der mittlere Volumenstrom  $\bar{V}$  einer Schlauchpumpe unter der Annahme einer vollständig dichtenden Quetschstelle mit der Gleichung

$$\bar{V} = \bar{E}\bar{G} \cdot \pi R_i^2 v \quad (4.1)$$

berechnet werden.

In dieser Gleichung steht  $v$  für die Geschwindigkeit, mit der die Druckrollen auf dem Schlauch abrollen. Für Schlauchpumpen mit radialer Schlauchanordnung wird  $v$  nach der Gleichung

---

<sup>9</sup> Die Abschätzung mit Werten aus der industriellen Praxis (10 m Leitungslänge, 19 mm Innendurchmesser, Förderstrom 100 l/h, 2 m Höhendifferenz, Viskosität 200 mPas) ergibt folgende Druckdifferenzen im Lackversorgungssystem:

1) hydrostatischer Druck  $\Delta p = \rho \cdot g \cdot h \approx 1000 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 2 \text{ m} \approx 0,2 \text{ bar}$

2) Strömungsverluste nach Gleichung (4.5) und den oben genannten Werten:  
 $\Delta p \approx 0,18 \text{ bar}$

Am Versuchsaufbau beträgt die Höhendifferenz zwischen Pumpe und Messbehälter zur Volumenstrommessung 0,4 m. Die Strömungsverluste entsprechen aufgrund der dünneren Leitungen des Prüfstandes denen der industriellen Lackversorgung.

$$v = 2\pi \cdot R_{Rot} \cdot \frac{n}{60} \quad (4.2)$$

berechnet (vgl. Abb. 4.2). Darin ist  $n$  die Drehzahl des Rotors.

Durch die Addition der Strömungswiderstände im Versuchsaufbau ergibt sich ein Gesamtwiderstand von etwa  $\Delta p < 0,3 \text{ bar}$ . Der maximale Druck der Pumpe liegt mit 2 bar über diesem Wert. Somit ist eine vollständige Dichtung der Quetschstelle gewährleistet und die Gleichung (4.1) kann angewendet werden.

Die Größen  $\bar{E}$  und  $\bar{G}$  in Gleichung (4.1) sind die auf den ursprünglichen Schlauchinnenradius  $R_i$  normierten, horizontalen und vertikalen Halbachsen der Ellipse (vgl. Abb. 4.2, rechts)

$$\bar{E} = e/R_i \quad (4.3)$$

$$\bar{G} = g/R_i. \quad (4.4)$$

Die bestimmende Größen für die Förderleistung einer Schlauchpumpe sind nach den Gleichungen (4.1), (4.2), (4.3), (4.4) somit die Geometrie des Schlauches und die Abrollgeschwindigkeit der Druckrollen. Druckabsenkungen auf der Saugseite des Schlauches verändern die Geometrie des Schlauchquerschnittes und damit ebenfalls die Förderleistung.

Eine weitere Eigenschaft der Schlauchpumpen ist die Pulsation des Förderstromes. Diese Pulsation hat verschiedene Ursachen. Bei einer kleinen Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite, entsteht eine leichte Pulsation durch Abheben der Druckrolle am Ende des Quetschvorgangs. Der abgequetschte Schlauchteil formt sich zurück, wodurch sich in diesem Bereich das Volumen vergrößert. Diese Volumenänderung wird vom Fluid in der Druckleitung ausgeglichen. Der Förderstrom gerät dadurch kurzzeitig ins Stocken.

Eine stärkere Pulsation tritt im Falle einer hohen Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe auf. Beim Abheben der Rolle

findet ein Druckausgleich zwischen der Flüssigkeit auf der Druckseite und der Flüssigkeit zwischen den Druckrollen statt.

In Abb. 4.3 ist die Förderstrompulsation einer Schlauchpumpe, die als Standardpumpe an Druckmaschinen verwendet wird, dargestellt (modifizierte Watson-Marlow 701 baseplate [WAT08d]). In Feldversuchen wurde der Massenstrom in einer Lackversorgung einer manroland R700 [MAN08] mit Doppellackwerk gemessen. Die Messung erfolgte mit einem Endress + Hauser Coriolis Massenstrommessgerät, Promass 83 I [END08]. Der mittlere Massenstrom während der Messung beträgt etwa 80 kg/h. Der tatsächlich gemessene Massenstrom schwankt zwischen 0 – 180 kg/h.

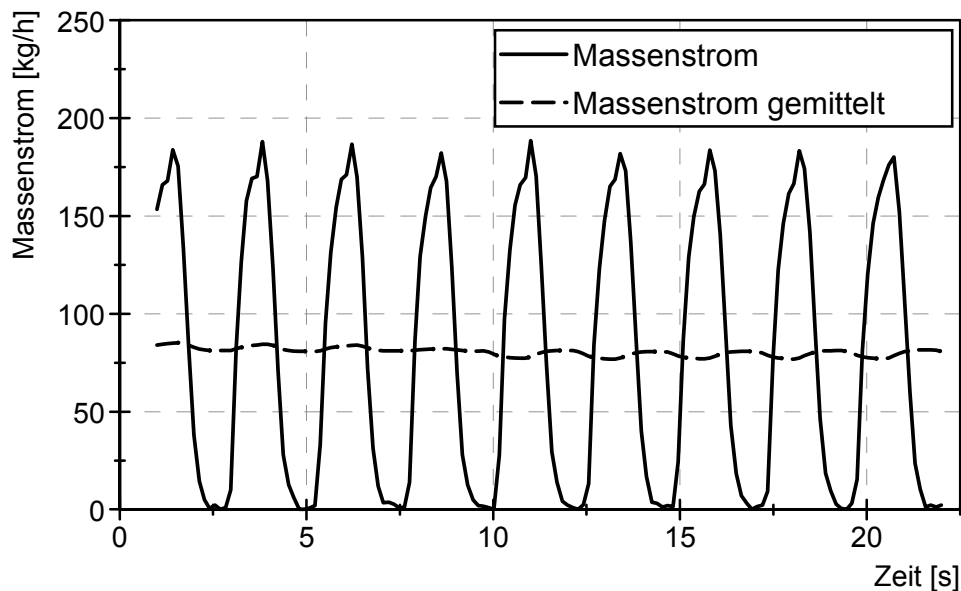


Abb. 4.3: Beispiel der Pulsation einer Schlauchpumpe, die als Standardpumpe zum Fördern von Lack an einer Druckmaschine eingesetzt wird [WAT08d]. Schlauchinnendurchmesser 19 mm, Wandstärke 5 mm, Umschlingungswinkel 180°, vier Druckrollen. Der Massenstrom wurde mit einem Coriolis-Massenstrommessgerät (Endress + Hauser Promass 83 I [END08]) gemessen.

Der Einfluss der Pulsation auf die Strömung in der Leitung wird in Kapitel 4.3.2 erläutert. An dieser Stelle sei zunächst nur allgemein auf dieses Phänomen hingewiesen.

### 4.1.2 Experimentelle Ermittlung des Übertragungsverhaltens

In der Literatur gibt es einige Untersuchungen zum Förderverhalten von Schlauchpumpen (vgl. Kapitel 2.5.3). Modelle peristaltischer Strömungen wurden z. B. von Reese [REE88] entwickelt. Numerische Simulation und experimentelle Untersuchungen zum peristaltischen Transport wurde z. B. von Grave [GRA87] durchgeführt. Diese Modelle beschreiben allerdings den peristaltischen Transport an vereinfachten Ersatzsystemen. Aus diesem Grund können die entwickelten Theorien nicht ohne Weiteres auf eine Schlauchpumpe mit radialer Schlauchanordnung übertragen werden.



Abb. 4.4: Bild der untersuchten Schlauchpumpe. Hersteller: Watson-Marlow. Typ: 520 U, Pumpenschlauch: Marprene, 11,2 mm Außendurchmesser, 1,6 mm Wandstärke [WAT08a]

Die analytische Beschreibung der Rückverformung des gequetschten Pumpenschlauches ist aufgrund der großen Verformungen und der Anzahl von Einflussparametern sehr komplex. Zusätzlich besitzt der Schlauchquerschnitt aufgrund der radialen Anordnung in der Pumpe bereits im ungequetschten Zustand einen elliptischen Querschnitt und würde sich auch unter idealen Bedingungen nach der Quetschung nicht wieder zu einem Kreisquerschnitt zurückverformen. Aufgrund der Komplexität der Problemstellung wird daher von einer analytischen und numerischen Betrachtungsweise abgesehen. Es erfolgt eine rein experimentelle Betrachtung des Förderverhaltens.

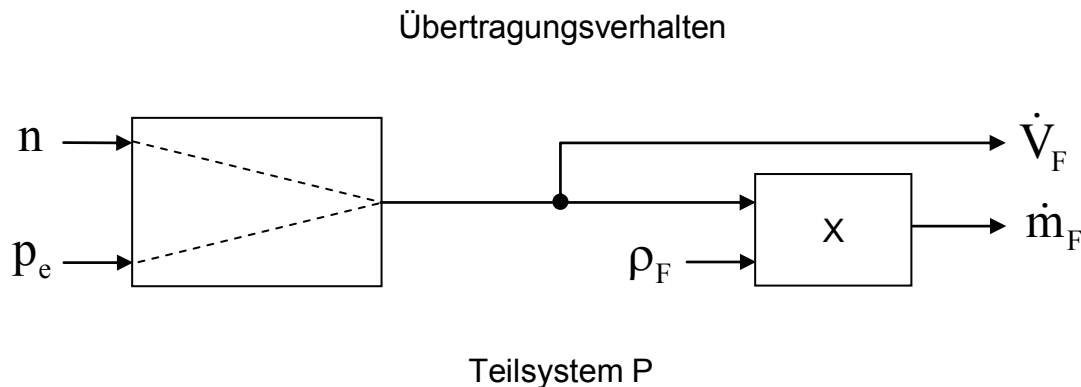


Abb. 4.5: Schematische Darstellung des vereinfachten Übertragungsverhaltens der Schlauchpumpe. Als Eingangsgrößen werden die Pumpendrehzahl  $n$  und der Druck  $p_e$  am Eingang der Pumpe (Saugseite) betrachtet. Die Ausgangsgröße ist der mittlere Volumenstrom  $\bar{V}_F$ . Dieser kann durch Multiplikation mit der Dichte  $\rho_F$  in den mittleren Massenstrom  $\bar{m}_F$  umgerechnet werden.

Abb. 4.5 zeigt ein vereinfachtes Modell des Übertragungsverhaltens einer Schlauchpumpe. Als Eingangsgröße wirkt die Pumpendrehzahl  $n$  und der Druck  $p_e$  auf der Saugseite des Pumpenschlauches. Mithilfe der Dichte  $\rho_F$  des Fluides kann der Volumenstrom  $\dot{V}_F$  bei Bedarf in den Massenstrom  $\dot{m}_F$  umgerechnet werden. Pulsationen und frequenzabhängiges Verhalten bleiben unberücksichtigt. Mit dieser Annahme liegt ausschließlich proportionales Übertragungsverhalten vor. Temperaturabhängige Elastizitätsänderung oder Elastizitätsänderungen durch Alterungs- oder Ermüdungserscheinungen des Schlauches bleiben unberücksichtigt.

Wie in der Einleitung des Kapitels bereits erwähnt wurde, beruht die Saugleistung der Pumpe auf der Elastizität des Schlauches. Diese wird vom Schlauchmaterial und dem Durchmesser/Wandstärkeverhältnis bestimmt. Je steifer das Schlauchmaterial ist, je höher die Saugleistung der Pumpe. Hierzu wurden von *Zabeschek* [ZAB97] numerische Berechnungen durchgeführt.

Das Verhältnis zwischen Förderstrom, Pumpendrehzahl und relativen Druck auf der Saugseite des Schlauches wird experimentell mit dem in Abb. 4.6 skizzierten Versuchsaufbau bestimmt. Mit ihm wird das Kennfeld einer Watson Marlow 520 U [WAT08a] mit einem Marprene-Schlauch (8 mm Innendurchmesser und 1,6 mm Wandstärke) gemessen. Die Messdatenerfassung erfolgt mit einem PXI-System der Fa. National Instruments und der Software LabVIEW 8.2.1 (Details zum Messsystem folgen im Kapitel 4.2.4, Seite 105). Die Temperatur des Fluides während der Messung beträgt  $23\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$ . Der Volumenstrom wird integral, d. h. volumetrisch über den Füllstand in einem Messbehälter bestimmt. Zur Erfassung des Füllstands wird ein Ultraschallsensor mit einem analogen Ausgangssignal eingesetzt [TUR08]. Bei dieser volumetrischen Messung kann die Pulsation des Förderstroms nicht erfasst werden.

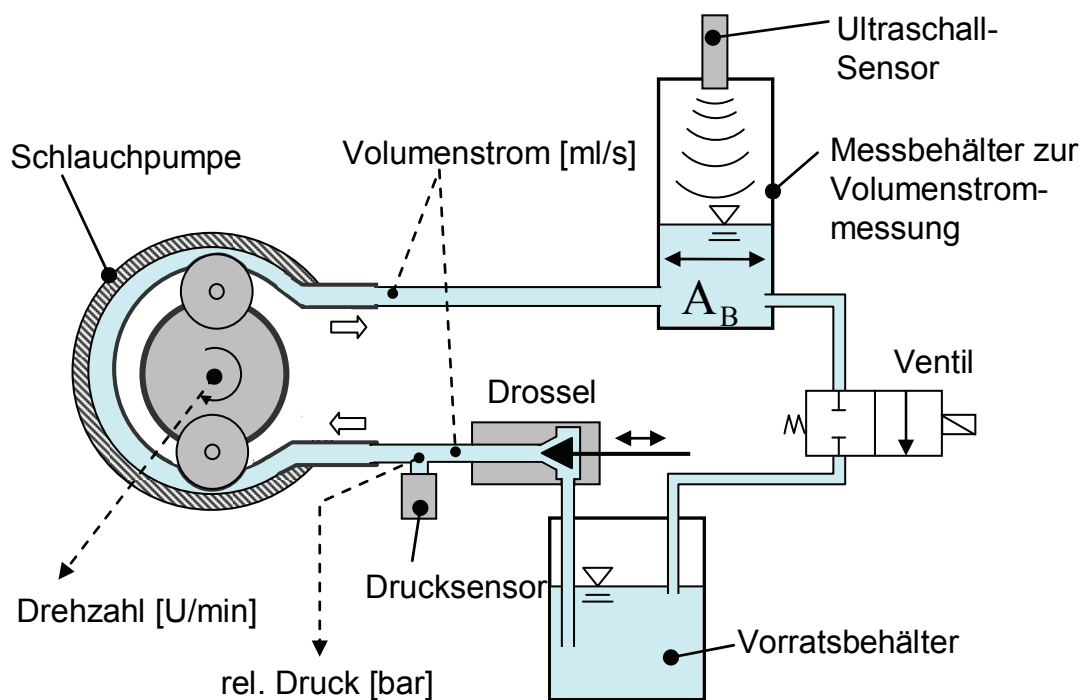


Abb. 4.6: Versuchsaufbau zur Messung des Förderstromes einer Schlauchpumpe in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl und des rel. Druckes auf der Saugseite des Pumpenschlauches

Zur Messung einer Pumpenkennlinie wird die Pumpe mit konstanter Drehzahl betrieben. Mittels der in Abb. 4.6 dargestellten Drossel wird der Strömungswiderstand der Saugleitung erhöht. Dadurch wird der Druck

auf der Saugseite des Schlauches abgesenkt. Bei diesem Druck wird der Förderstrom der Pumpe gemessen und zusammen mit dem Wert des Drucks und der Drehzahl der Pumpe gespeichert. Anschließend wird der Strömungswiderstand weiter erhöht und die Messung beginnt von neuem. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis ausreichend Punkte für eine Kennlinie vorliegen. Auf diese Weise können Kennlinien für unterschiedliche Pumpendrehzahlen gemessen werden. Die so entstehende Schar von Kennlinien (Abb. 4.7 links) kann im Anschluss zu einem Kennfeld extrapoliert werden (Abb. 4.7 rechts).

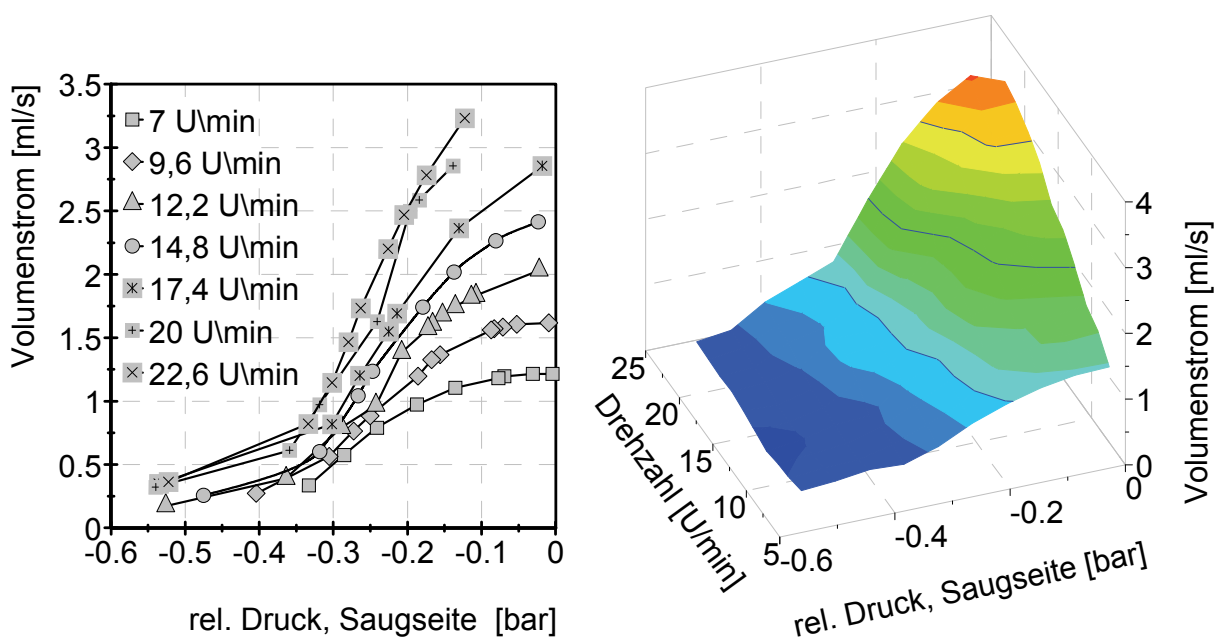


Abb. 4.7: Fördervolumen der Schlauchpumpe: Watson Marlow 520U, Marprene Schlauch mit 8 mm Innendurchmesser und 1,6 mm Wandstärke, aufgetragen über der Pumpendrehzahl und dem relativen Druck auf der Saugseite der Pumpe

Das Pumpenkennfeld in Abb. 4.7 bildet den Zusammenhang zwischen Drehzahl, relativem Unterdruck auf der Saugseite des Schlauches und mittlerem Förderstrom ab. Wird der Druck durch eine Behinderung des Zuflusses abgesenkt, verkleinert sich die Förderleistung der Pumpe bei konstanter Drehzahl.

Ab einer Drehzahl von ca. 20 U/min unterliegen die Messwerte des Förderstromes stärkeren Schwankungen. Die Ursache hierfür liegt im dargestellten Messaufbau (vgl. Abb. 4.6). Die Pulsation der Pumpe führt

bei höheren Drehzahlen zu Wellenbewegungen auf der Flüssigkeitsoberfläche im Messbehälter. Dadurch werden die Ultraschallwellen des Füllstandsensors gestreut, wodurch Messfehler verursacht werden. Die Messdaten werden daher nur bis zu einer Drehzahl von 14,8 U/min verwendet. Das entspricht bei einer Pumpe mit zwei Druckrollen einer Pulsation mit einer Grundfrequenz von

$$\frac{14,8 \text{ U/min}}{60 \text{ s/min}} \cdot 2 \approx 0,5 \text{ Hz}.$$

Entfernt man gedanklich die Drossel aus Abb. 4.6 und lässt die restliche Geometrie unverändert, kann eine Druckänderung auf der Saugseite des Schlauches auch durch eine veränderte Viskosität des Fluides hervorgerufen werden. Geht man von einem laminaren Strömungsprofil aus, kann der Druckverlust  $\Delta p$  in der Saugleitung nach der Gleichung der Hagen-Poiseuille-Strömung, die aus der Literatur [SPU04] entnommen werden kann, berechnet werden

$$\Delta p = \frac{8 \dot{V} \eta l_{L0}}{\pi R_{L0}^4}. \quad (4.5)$$

Nach dieser Gleichung ist der Druckverlust  $\Delta p$  abhängig von der Länge der Saugleitung  $l_{L0}$ , dem Radius der Saugleitung  $R_{L0}$  und der dynamischen Viskosität der Flüssigkeit  $\eta$ .

Der absolute Druck auf der Saugseite des Schlauches ergibt sich dann aus

$$p_{e,abs} = p_{Atmosphäre} - \Delta p. \quad (4.6)$$

Auf diesen Zusammenhang wird im Kapitel 5 noch näher eingegangen. Die Viskosität der Flüssigkeit kann somit einen Einfluss auf die Förderleistung der Pumpe ausüben. Dies gilt unter der Voraussetzung, dass die Saugleitung ausreichend lang bzw. ausreichend dünn gestaltet ist (vgl. Gleichung (4.5)).

Das proportionale Übertragungsverhalten der Pumpe auf die Eingangsgrößen Drehzahl  $n$  und Druck  $p_e$  wird durch das Pumpenkennfeld aus

Abb. 4.7 abgebildet. In Abb. 4.8 ist das Übertragungsverhalten der Schlauchpumpe noch einmal schematisch dargestellt.

Übertragungsverhalten der Pumpe

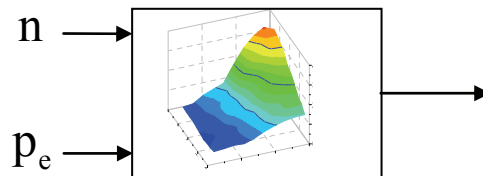


Abb. 4.8: Schematische Darstellung des proportionalen Übertragungsverhaltens der Pumpe mittels Kennfeld

Mit diesem dreidimensionalen Kennfeld kann einer Drehzahl und einem Druck eindeutig ein Volumenstrom zugeordnet werden. Dieser Zusammenhang wird im Kapitel 5 ausgenutzt.

## 4.2 Übertragungsfunktion des Wärmeübertragers

In diesem Kapitel wird die Übertragungsfunktion des Wärmeübertragers hergeleitet (Teilsystem W, vgl. Abb. 4.1 Seite 67). Dies erfolgt mit dem Zweck, die Einflussparameter auf das Übertragungsverhalten näher zu spezifizieren und die Phasenverschiebung zwischen Eingangs- und Ausgangssignal des Teilsystems vorhersagen zu können.

Neben dem Eingangssignal  $\mathcal{Q}_T$  wirken streng genommen noch zwei weitere Eingangssignale auf den Wärmeübertrager. Die im Kapitel 4.1 vorgestellte Pumpe fördert einen Massenstrom  $\dot{m}$  durch das System. Dieser kann im Prinzip zeitlich veränderlich sein und so das Übertragungsverhalten des Wärmeübertragers beeinflussen. Gleiches gilt für die Temperatur des zugeführten Fluides. Somit ergeben sich insgesamt drei Eingangsgrößen auf für das System (siehe Abb. 4.9). Um das

System vollständig zu beschreiben, müssen somit drei Übertragungsfunktionen hergeleitet werden.

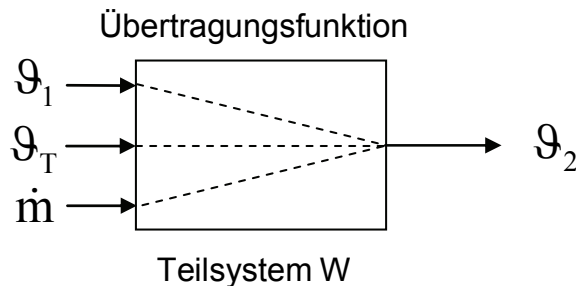


Abb. 4.9: Schematische Darstellung der Übertragungsfunktion des thermischen Systems Wärmeübertrager. Die Eingangsgrößen sind die Temperatur des eintretenden Fluides  $\vartheta_1$ , die Temperatur im Wärmeübertrager  $\vartheta_T$  und der Massenstrom  $\dot{m}$ . Das Ausgangssignal  $\vartheta_2$  ist die Temperatur, mit der das Fluid den Wärmeübertrager verlässt.

Die Ausgangsgröße  $\vartheta_2$  ist gleichzeitig die Eingangsgröße des nachfolgenden Teilsystems L (Leitung).

### 4.2.1 Annahmen und Randbedingungen

Um die Herleitung der Übertragungsfunktion des Teilsystems W analytisch durchführen zu können, wird von den folgenden vereinfachenden Annahmen ausgegangen.

1. Im System treten keine Phasenänderungen der Fluide auf. Das dynamische Verhalten des Systems kann daher z. B. wie ein Vorwärmer- oder Überhitzersystem in einer Dampfanlage der Kraftwerkstechnik berechnet werden. Die Vorgehensweise dazu wird von Profos [PRO62] ausführlich erläutert.

2. Die Stoffwerte und geometrischen Abmessungen sind längs des ganzen Rohres konstant [UNB02], d. h. es werden die mittleren Stoffwerte verwendet [PRO62], [UNB02].
3. Die Rohrwand ist sehr dünn im Verhältnis zum Durchmesser. Für den Umfang gilt:  $U_a \approx U_i$ .
4. Alle Fluide sind inkompressibel.
5. Die Wärmestromdichte  $q_3$  im Wärmeübertrager (Teilsystem W) ist über die ganze Rohrlänge gleich<sup>10</sup>. Wobei  $q_3$  jedoch zeitlich veränderlich sein kann.
6. Die Wärmeübergangszahlen entsprechen dem ausschließlich für stationäre Strömungen gültigen Nußelt-Potenzgesetz [PRO62].
7. Die Wärmeleitfähigkeit in Richtung der Rohrachse und das radiale Temperaturgefälle in der Rohrwand sind vernachlässigbar [UNB02].
8. Es wird angenommen, dass die Temperatur  $\vartheta_2$  des Lackes am Ausgang des Wärmeübertragers über den gesamten Leitungsquerschnitt konstant ist. Um dies am Prüfstand zu gewährleisten, ist am Ausgang des Wärmeübertragers ein statischer Mischer integriert. Dieser ist jedoch in der schematischen Abb. 4.1 (Seite 67) nicht dargestellt.
9. Die Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  und damit die innere Reibung des Fluids in der Leitung ist so gering, dass Dissipation vernachlässigt werden kann.
10. Im Wärmeübertrager wird ein rechteckförmiges Strömungsprofil vorausgesetzt (Kolben- oder Pfropfenströmung).

---

<sup>10</sup> Um eine konstante Wärmestromdichte im Versuchsaufbau zu erzeugen, ist der Wärmeübertrager nach dem Gegenstromprinzip konstruiert.



Die Abb. 4.10 zeigt ein Ausschnitt aus dem Wärmeübertrager. Alle wichtigen Größen zur Herleitung des Übertragungsverhaltens sind eingezeichnet.

Zu Beginn wird die Kreisringfläche des Rohres

$$A_{R,W} = \pi (R_{a,W}^2 - R_{i,W}^2) \quad (4.7)$$

und der Rohrquerschnitt

$$A_F = A_{L1} = \pi R_{i,W}^2 \quad (4.8)$$

definiert. Für den Umfang des Rohres  $U_W$  gilt aufgrund der kleinen Wandstärke (Annahme 3, Kapitel 4.2.1)

$$U_W = 2R_{i,W} \cdot \pi \quad (4.9)$$

Da in diesem Kapitel ausschließlich der Wärmeübertrager betrachtet wird, wird in der folgenden Herleitung der Index „W“ aus Gründen der Übersicht weggelassen.

Während des Zeitintervalls  $dt$  fließt in das Fluid-Volumenelement  $dV_F = A_F \cdot dx$  (vgl. Abb. 4.10) durch Zuströmung die Wärmemenge

$$dQ_1 = c_F \cdot \vartheta \cdot \dot{m} \cdot dt \quad (4.10)$$

hinein. Gleichzeitig fließt die Wärmemenge

$$dQ_2 = c_F \cdot \dot{m} \left( \vartheta + \frac{\partial \vartheta}{\partial x} dx \right) dt \quad (4.11)$$

aus dem Volumenelement  $dV_F$  wieder heraus. Die Differenz aus zu- und abfließender Wärme durch Strömung ergibt sich damit zu

$$dQ_2 - dQ_1 = c_F \cdot \dot{m} \cdot \frac{\partial \vartheta}{\partial x} dx dt \quad (4.12)$$

Nun wird die Wärmebilanz des Rohrelementes mit der Länge  $dx$  aufgestellt.

$$(dQ_{zu} - dQ_3) = A_R dx \rho_R c_R \frac{\partial \vartheta_R}{\partial t} dt \quad (4.13)$$

In Gleichung (4.13) steht der linke Term für die Differenz aus zu- und abfließender Wärmemenge, der rechte Term stellt die Wärmespeicherung im Rohrelement  $dV_R$  dar. In Gleichung (4.13) bezieht sich die Änderung der Wärmemenge auf ein sehr kleines Flächenelement. Im Kapitel 4.2.1 wurde von der Annahme ausgegangen, dass der Wärmestrom über die gesamte Rohrlänge konstant ist (Gegenstromwärmeübertrager). Aus diesem Grund kann  $dQ_{zu}$  und  $dQ_3$  auch durch die Wärmestromdichte  $q$  ersetzt werden. Es gilt

$$dQ_{zu} = q_{zu} \cdot U \cdot dx dt \quad (4.14)$$

und

$$dQ_3 = q_3 \cdot U \cdot dx dt . \quad (4.15)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (4.14) und (4.15) in Gleichung (4.13) erhält man

$$(q_{zu} - q_3)U dx dt = A_R dx \rho_R c_R \frac{\partial \vartheta_R}{\partial t} dt . \quad (4.16)$$

Durch Multiplikation mit  $\frac{1}{dx dt}$  vereinfacht sich die Gleichung (4.16) zu

$$(q_{zu} - q_3)U = A_R \rho_R c_R \frac{\partial \vartheta_R}{\partial t} . \quad (4.17)$$

Zusätzliche Wärme gelangt in das Fluidvolumen  $dV_F$  nur durch den Wärmetransport durch die Rohrwand. Analog zum Rohrelement  $dV_R$  kann auch für das Fluidvolumen  $dV_F$  die Wärmebilanz für ein Zeitintervall  $dt$  aufgestellt werden

$$q_3 U dx dt - c_F \cdot \dot{m} \cdot \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} dx dt = A_F dx \rho_F c_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} dt \quad (4.18)$$

Wärmeaustausch mit dem Rohr      Differenz aus zu- und abfließender Wärme durch die Strömung      Wärmespeicherung im Fluid

Aus Gleichung (4.18) wird durch Einsetzen des Zusammenhanges<sup>11</sup> zwischen dem Massenstrom  $\dot{m}$  und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$

$$\dot{m} = A_F \rho_F \bar{w} \quad (4.19)$$

sowie durch anschließendes Umstellen die Gleichung (4.20).

$$q_3 U = A_F c_F \rho_F \left( \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right) \quad (4.20)$$

Für den Wärmeaustausch zwischen Wärmeträgermedium und Rohrwand gilt

$$q_{zu} = \alpha_a (\mathcal{G}_T - \mathcal{G}_R). \quad (4.21)$$

Analog gilt für den Wärmeübergang von der Rohrwand auf das Fluid (Lack) im inneren des zentrischen Rohres

$$q_3 = \alpha_i (\mathcal{G}_R - \mathcal{G}). \quad (4.22)$$

In den Gleichungen (4.21) und (4.22) stehen  $\alpha_a$  und  $\alpha_i$  für die Wärmeübergangszahlen zwischen Wärmeträgermedium und Rohrwand sowie zwischen Rohrwand und Fluid. Die Berechnung dieser Wärmeübergangszahlen erfolgt im Kapitel 4.2.3. Um an dieser Stelle mit der Herleitung der Übertragungsfunktion fortzufahren, wird Gleichung (4.22) in Gleichung (4.17) eingesetzt. Man erhält

<sup>11</sup> unter der Annahme einer idealen Kolbenströmung, vgl. Kapitel 4.2.1

$$\left[ q_{zu} - \alpha_i (\vartheta_R - \vartheta) \right] U = A_R \rho_R c_R \frac{\partial \vartheta_R}{\partial t}. \quad (4.23)$$

Als nächstes wird durch Einsetzen der Gleichung (4.21)  $q_{zu}$  eliminiert.

$$\left[ \alpha_a (\vartheta_T - \vartheta_R) - \alpha_i (\vartheta_R - \vartheta) \right] U = A_R \rho_R c_R \frac{\partial \vartheta_R}{\partial t} \quad (4.24)$$

Ähnlich wird mit Gleichung (4.20) verfahren. Durch Einsetzen von Gleichung (4.22) in Gleichung (4.20) wird  $q_3$  ersetzt.

$$\alpha_i (\vartheta_R - \vartheta) U = A_F \rho_F c_F \left( \bar{w} \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \right) \quad (4.25)$$

Durch Ausmultiplizieren und Umstellen der Gleichung (4.24) erhält man

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \vartheta_T + \vartheta - \vartheta_R \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) = \frac{A_R \rho_R c_R}{U \alpha_i} \frac{\partial \vartheta_R}{\partial t}. \quad (4.26)$$

Nach der Einführung von  $T_R$

$$T_R = \frac{A_R \rho_R c_R}{\alpha_i U} \quad (4.27)$$

wird aus Gleichung (4.26) der Ausdruck

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \vartheta_T + \vartheta - \vartheta_R \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) = T_R \frac{\partial \vartheta_R}{\partial t}. \quad (4.28)$$

Zur Herleitung der Übertragungsfunktion des Wärmeübertragers ist die Rohrtemperatur  $\vartheta_R$  nicht von Interesse. Um die Rohrtemperatur  $\vartheta_R$  zu eliminieren wird zuerst Gleichung (4.25) nach  $\vartheta_R$  aufgelöst.

$$\vartheta_R = \frac{A_F \rho_F c_F}{\alpha_i U} \left( \bar{w} \frac{\partial \vartheta}{\partial x} + \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \right) + \vartheta \quad (4.29)$$

Anschließend wird Gleichung (4.29) nach  $t$  abgeleitet. Man erhält

$$\frac{\partial \mathcal{G}_R}{\partial t} = \frac{A_F \rho_F c_F}{\alpha_i U} \left( \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} \right) + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t}. \quad (4.30)$$

Als nächstes wird eine weitere Konstante  $T_F$  eingeführt

$$T_F = \frac{A_F \rho_F c_F}{\alpha_i U}. \quad (4.31)$$

Mit dieser Konstanten wird aus Gleichung (4.29)

$$\mathcal{G}_R = T_F \left( \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right) + \mathcal{G} \quad (4.32)$$

und aus Gleichung (4.30)

$$\frac{\partial \mathcal{G}_R}{\partial t} = T_F \left( \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} \right) + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \quad (4.33)$$

Nun kann Gleichung (4.32) und (4.33) in Gleichung (4.28) eingesetzt werden. Dadurch erhält man den Ausdruck

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T + \mathcal{G} - \left[ T_F \left( \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right) + \mathcal{G} \right] \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) = T_R \left[ T_F \left( \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} \right) + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right] \quad (4.34)$$

Nach Ausmultiplizieren der Gleichung (4.34) und einigem Umsortieren (siehe Anhang, Kapitel 8.1) erhält man

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T = T_R T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + T_R T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \left[ T_R + T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \right] \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + \bar{w} T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \quad (4.35)$$

Um die Gleichung (4.35) etwas übersichtlicher zu gestalten, werden einige Terme durch Konstanten ersetzt.

$$\underbrace{\frac{\alpha_a}{\alpha_i}}_A \mathcal{G}_T = \underbrace{T_R T_F}_B \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + \underbrace{T_R T_F \bar{w}}_C \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \underbrace{\left[ T_R + T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \right]}_D \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + \underbrace{\bar{w} T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right)}_E \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \mathcal{G} \underbrace{\frac{\alpha_a}{\alpha_i}}_A \quad (4.36)$$

Dadurch vereinfacht sich die Gleichung zu dem Ausdruck

$$\underline{A} \mathcal{G}_T = \underline{B} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + \underline{C} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \underline{D} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + \underline{E} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \underline{A} \mathcal{G}. \quad (4.37)$$

Bei dieser Gleichung handelt es sich um ein System mit verteilten Parametern (Ortsvariablen  $x$  und der Zeitvariablen  $t$ ). Die Vorgehensweise zur Lösung dieser Art von partiellen Differenzialgleichungen mithilfe der Laplace-Transformation wird von *Föllinger* [FÖL07] erläutert. Für das vorliegende Problem ist nur das dynamische Übertragungsverhalten des Systems auf die Eingangsgröße  $\mathcal{G}_T$  (Temperatur des Wärmeträgermediums) von Interesse. Die Temperatur  $\mathcal{G}_1$  des Fluides beim Eintritt in den Wärmeübertrager ist konstant und hat damit keinen Einfluss auf das Übertragungsverhalten. Gleiches gilt für den Massenstrom  $\dot{m}$  (vgl. Annahmen Kapitel 4.2.1).

Als Anfangsbedingung gilt, dass das System mit der Eingangstemperatur  $\mathcal{G}_T(t)$  über die gesamte Länge des Rohres beaufschlagt wird

$$\mathcal{G}(x, +0) = \mathcal{G}_{T,0}(t) = 0, \quad 0 < x < l_{L1} \quad (4.38)$$

Am linken Rand, also am Eintritt in den Wärmeübertrager gilt die Randbedingung, dass keine Temperaturschwankungen im Fluid auftreten

$$\mathcal{G}(+0, t) = \mathcal{G}_1(t) = 0, \quad 0 < t < \infty. \quad (4.39)$$

Am Austritt des Wärmeübertragers gilt die Randbedingung

$$\mathcal{G}(l_{L1} - 0, t) = \mathcal{G}_2(t), \quad 0 < t < \infty \quad (4.40)$$

Bei den Anfangs- und Randbedingungen (4.38), (4.39) und (4.40) handelt es sich um Dirichlet'sche Randbedingungen, d. h. die Werte der gesuchten Funktion selbst sind am Rand gegeben [FÖL07]. Sind als Randbedingung Ableitungen vorgegeben, spricht man von Neumann'schen Randbedingungen [FÖL07]. In vorliegendem Fall lauten diese Randbedingungen

$$\left. \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \right|_{x=+0} = 0 \quad (4.41)$$

und

$$\left. \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \right|_{x=L_1-0} = 0 \quad (4.42)$$

$$\mathcal{G}'(x, +0) = \mathcal{G}'_T(t) = 0 \quad (4.43)$$

Da die rechte Seite der Randbedingungen (4.41), (4.42) und (4.43) Null ist, liegen homogene Randbedingungen vor.

Auf die Gleichung (4.37) kann nun die Laplace-Transformation angewendet werden. Dabei wird in  $\mathcal{G}(x, t)$  die Ortsvariable  $x$  als Parameter aufgefasst und die Laplace-Transformation bezüglich  $t$  vorgenommen. Es gilt allgemein

$$\mathcal{L}\{\mathcal{G}(x, t)\} = \int_0^{\infty} \mathcal{G}(x, t) e^{-st} dt = \Theta(x, s). \quad (4.44)$$

Die Laplace-Transformierte hängt in diesem Fall zusätzlich von  $x$  ab. An der Definition der Laplace-Transformierten hat sich dadurch jedoch nichts geändert. Es gilt also weiterhin die Rechenregel

$$\mathcal{L}\left\{\frac{\partial^2}{\partial t^2} \mathcal{G}(x, t)\right\} = s^2 \Theta(x, s) - s \mathcal{G}(x, +0) - \frac{d}{dt} \mathcal{G}(x, +0) \quad (4.45)$$

Für die Differenziation nach der Variablen  $x$ , die bezüglich der Laplace-Transformation nach  $t$  nur ein Parameter ist, gilt

$$\mathcal{L}\left\{\frac{\partial \mathcal{G}(x,t)}{\partial x}\right\} = \int_0^{\infty} \frac{\partial}{\partial x} \mathcal{G}(x,t) e^{-st} dt = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\infty} \mathcal{G}(x,t) e^{-st} dt = \frac{\partial}{\partial x} \Theta(x,s). \quad (4.46)$$

Die Rechenregeln (4.45) und (4.46) können nun auf die Ableitungen in der Gleichung (4.37) angewendet werden. Unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen ergeben sich somit folgende Ausdrücke

$$\mathcal{L}\left(\frac{D}{Dt} \mathcal{G}(x,t)\right) = s \Theta(x,s) - \underbrace{s \mathcal{G}(x,0)}_{=0} = s \Theta(x,s) \quad (4.47)$$

$$\mathcal{L}\left(\frac{D^2}{Dt^2} \mathcal{G}(x,t)\right) = s^2 \Theta(x,s) - \underbrace{s \mathcal{G}(x,0)}_{=0} - \underbrace{\frac{D}{Dt} \mathcal{G}(x,0)}_{=0} = s^2 \Theta(x,s) \quad (4.48)$$

$$\mathcal{L}\left[\frac{D}{Dt} \left(\frac{D}{Dx} \mathcal{G}(x,t)\right)\right] = \frac{D}{Dx} \mathcal{L}\left(\frac{D}{Dt} \mathcal{G}(x,t)\right) = s \frac{D}{Dx} \Theta(x,s) \quad (4.49)$$

Durch Laplace-Transformation wird aus Gleichung (4.37)

$$\begin{aligned} \underline{A} \Theta_T(x,s) &= s^2 \underline{B} \Theta(x,s) + s \underline{C} \frac{d\mathcal{G}}{dx} \Theta(x,s) + s \underline{D} \Theta(x,s) + \\ &+ \underline{E} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \Theta(x,s) + \underline{A} \Theta(x,s) \end{aligned} \quad (4.50)$$

Aus Gleichung (4.50) kann  $\Theta(x,s)$  ausgeklammert werden

$$\underline{A} \Theta_T(x,s) = \underbrace{\left[s^2 \underline{B} + s \underline{D} + \underline{A}\right]}_{\underline{G}} \Theta(x,s) + \underbrace{\left[s \underline{C} + \underline{E}\right]}_{\underline{F}} \frac{d\mathcal{G}}{dx} \Theta(x,s) \quad (4.51)$$

und nach der Einführung der Konstanten  $\underline{G}$  und  $\underline{F}$  erhält man

$$\underline{A} \Theta_T(x,s) = \underline{G} \Theta(x,s) + \underline{F} \frac{d\mathcal{G}}{dx} \Theta(x,s) \quad (4.52)$$

Die partielle Differenzialgleichung (4.37) wurde somit in eine gewöhnliche Differenzialgleichung nach  $x$  (Ort) überführt. Somit liegt eine gewöhnliche Differenzialgleichung für die Temperatur  $\Theta$  als Funktion von  $x$  vor, wobei  $s$  als Parameter auftritt. Die Lösung dieser Gleichung erfolgt am einfachsten durch nochmalige Anwendung der Laplace-Transformation bezüglich des Parameters  $x$

$$x \circ \bullet \xi \quad (4.53)$$

Nach den Rechenregeln für die Laplace-Transformation wird somit aus den Ableitungen in Gleichung (4.52)

$$\mathcal{L}\left(\frac{d\Theta}{dx}\right) = \xi \Theta(\xi, s) - \Theta(0, s) \quad (4.54)$$

und

$$\mathcal{L}(\Theta(x, s)) = \Theta(\xi, s). \quad (4.55)$$

Da die Eingangstemperatur  $\Theta_T(x, s)$  über die gesamte Rohrlänge wirkt, ist sie vom Weg unabhängig. Es gilt daher  $\Theta_T(s)$

$$\mathcal{L}(\Theta_T(s)) = \frac{1}{\xi} \Theta_T(s) \quad (4.56)$$

Die Laplace-Transformierte der Gleichung (4.52) lautet somit

$$\frac{1}{\xi} \underline{A} \Theta_T(s) = \xi \underline{F} \Theta(\xi, s) - \Theta(0, s) + \underline{G} \Theta(\xi, s) \quad (4.57)$$

Durch Umstellen und auflösen erhält man

$$\Theta(\xi, s) = \frac{\underline{A}}{\xi(\xi \underline{F} + \underline{G})} \Theta_T(s) + \frac{\underline{F}}{\xi \underline{F} + \underline{G}} \Theta(0, s). \quad (4.58)$$

Durch ausklammern von  $\underline{F}$  entsteht der Ausdruck

$$\Theta(\xi, s) = \frac{\underline{A}}{\underline{F}} \frac{1}{\xi \left( \xi + \frac{\underline{G}}{\underline{F}} \right)} \Theta_T(s) + \frac{\underline{F}}{\underline{F}} \frac{1}{\left( \xi + \frac{\underline{G}}{\underline{F}} \right)} \Theta(0, s) \quad (4.59)$$

Durch Multiplikation mit  $\frac{\underline{F}}{\underline{G}} \cdot \frac{\underline{G}}{\underline{F}}$  wird Gleichung (4.59) nun in einer Form überführt, die wieder zurück transformiert werden kann.

$$\Theta(\xi, s) = \frac{\underline{A}}{\underline{F}} \frac{\underline{F}}{\underline{G}} \cdot \frac{\underline{G}/\underline{F}}{\xi \left( \xi + \frac{\underline{G}}{\underline{F}} \right)} \Theta_T(s) + \frac{1}{\left( \xi + \frac{\underline{G}}{\underline{F}} \right)} \Theta(0, s) \quad (4.60)$$

Aus einer Korrespondenztabelle [BRO97], [FÖL07], [PAP97] können nun die Elementarfunktionen entnommen werden, mit der die Gleichung (4.60) rücktransformiert werden kann

$$\mathcal{L}^{-1} \left( \frac{a}{\xi(\xi + a)} \right) = 1 - e^{-ax}. \quad (4.61)$$

und

$$\mathcal{L}^{-1} \left( \frac{a}{(\xi + a)} \right) = e^{-ax} \quad (4.62)$$

Auf Gleichung (4.60) angewendet ergibt sich somit

$$\Theta(x, s) = \frac{\underline{A}}{\underline{G}} \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{\underline{G}}{\underline{F}}\right)x} \right) \Theta_T(s) + e^{-\left(\frac{\underline{G}}{\underline{F}}\right)x} \Theta(0, s). \quad (4.63)$$

In den Randbedingungen (Kapitel 4.2.1) wurde festgelegt, dass am Eintritt in den Wärmeübertrager keine Temperaturschwankungen ( $\vartheta_1$ ) auftreten. Daher kann der rechte Summand der Gleichung (4.63), indem  $\Theta(0, s)$  enthalten ist, Null gesetzt werden und somit entfallen. Dieser

beschreibt das Übertragungsverhalten des Wärmeübertragers auf ein Temperatursignal  $\vartheta_1$  am Eingang des Wärmeübertragers. Ein solches Temperatursignal würde, mit einer Transportzeit übertragen, das durch das Wärmeträgermedium erzeugte Ausgangssignal (linker Term in Gleichung (4.63)) überlagern. Da dieser Fall jedoch nicht betrachtet werden soll wir aus Gleichung (4.63)

$$\Theta(x,s) = \frac{\underline{A}}{\underline{G}} \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{\underline{G}}{\underline{F}}\right)x} \right) \Theta_T(s). \quad (4.64)$$

Für die Übertragungsfunktion ist die Temperatur am Ausgang des Wärmeübertragers, also an der Stelle  $l_{L1}$  gesucht. Durch Einsetzen von  $x = l_{L1}$  in Gleichung (4.64) erhält man

$$\Theta(s) = \frac{\underline{A}}{\underline{G}} \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{\underline{G}}{\underline{F}}\right)l_{L1}} \right) \Theta_T(s). \quad (4.65)$$

Nun werden die Konstanten

$$\underline{F} = s\underline{C} + \underline{E} \quad (4.66)$$

$$\underline{G} = s^2 \underline{B} + s\underline{D} + \underline{A} \quad (4.67)$$

wieder eingesetzt. Man erhält schließlich die gesuchte Übertragungsfunktion

$$\Theta(s) = \frac{\underline{A}}{s^2 \underline{B} + s\underline{D} + \underline{A}} \cdot \left( 1 - e^{-\left(\frac{s^2 \underline{B} + s\underline{D} + \underline{A}}{s\underline{C} + \underline{E}}\right)l_{L1}} \right) \Theta_T(s) \quad (4.68)$$

mit den Konstanten (4.69) bis (4.73)

$$\underline{A} = \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \quad (4.69)$$

$$\underline{B} = T_R T_F \quad (4.70)$$

$$\underline{C} = T_R T_F \bar{w} \quad (4.71)$$

$$\underline{D} = T_R + T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \quad (4.72)$$

$$\underline{E} = \bar{w} T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \quad (4.73)$$

(vgl. Gleichung (4.36)).

Gleichung (4.68) bildet nun direkt die gesuchte Übertragungsfunktion des Wärmeübertragers  $G(s)$  ab. Die Übertragungsfunktion  $G(s)$  beschreibt den Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgröße im Bildbereich. So komplex die Zusammenhänge zwischen Ein- und Ausgangsgröße im Zeitbereich auch sind. Im Bildbereich können sie mit einer überaus einfachen Gleichung dargestellt werden

$$\Theta(s) = G(s) \Theta_T(s) \quad (4.74)$$

[UNB02].

Hierbei stellt der Temperaturverlauf im Wärmeträgermedium  $\Theta_T(s)$  das Eingangssignal und die Temperatur am Ausgang des Wärmeübertragers  $\Theta(s)$  das Ausgangssignal dar.

### 4.2.3 Frequenzgangdarstellung des Wärmeübertragers

Bevor die Frequenzkennlinie (Bode-Diagramm) konstruiert werden kann, müssen die Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  und  $\alpha_a$  bestimmt werden (vgl. Gleichung (4.69), (4.72) und (4.73)). Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt mithilfe der sogenannten Nußelt-Zahl. Sie ist über Gleichung (4.75) mit den Wärmeübergangskoeffizienten verknüpft

$$Nu = \alpha \frac{d}{\lambda_F} \quad (4.75)$$

[BAE94], [GES06], [DUB01].

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  beschreibt den Wärmeübergang vom Wärmeträgermedium auf die Wand des zentrisch angeordneten Rohres. Die Wärmeübertragung kann in diesem Fall nach den Gleichungen für den konzentrischen Ringspalt berechnet werden. Die Vorgehensweise ist in [GES06] beschrieben. Das Wärmeträgermedium wird durch eine Umwälzpumpe (Kreiselpumpe der Fa. Grundfos Typ: UP15 14B [GRU08]) gegen die Strömungsrichtung des Lackes gefördert (Gegenstromwärmeübertrager, vgl. Abb. 2.8 auf Seite 24). Der Förderstrom der Umwälzpumpe beträgt  $0,73 \text{ m}^3/\text{h} \approx 0,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  [GRU08].

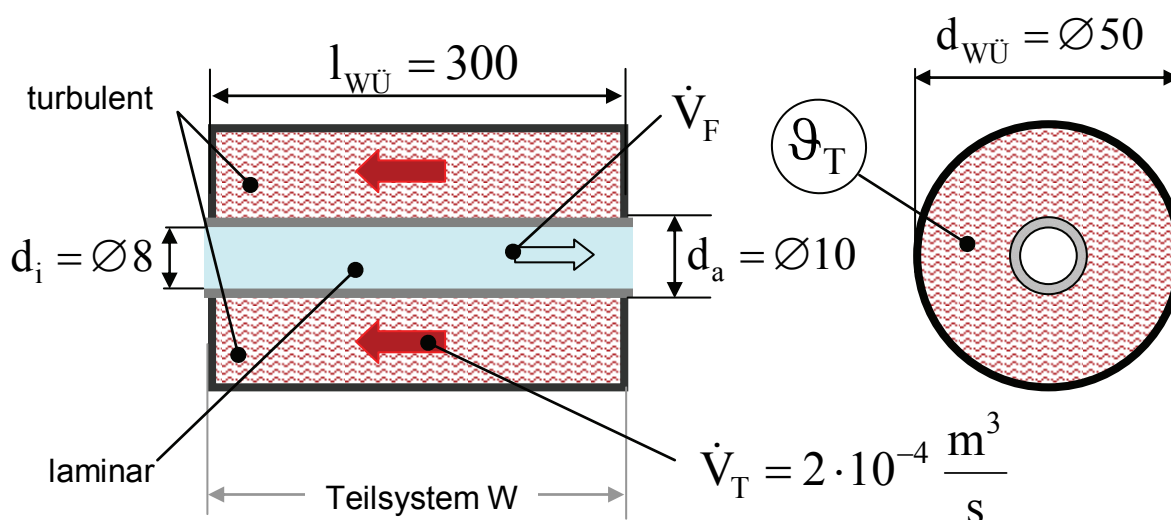


Abb. 4.11: Abmessungen des Wärmeübertragers, Längenangaben in Millimeter

Zuerst muss festgestellt werden, ob im Wärmeträgermedium laminare oder turbulente Strömung vorliegt. Unterhalb der Reynolds-Zahl  $Re = 2300$  ist die Strömung im Ringspalt laminar, oberhalb wird sie turbulent. Mit Sicherheit liegt turbulente Strömung erst bei  $Re > 10^4$  vor. Im Übergangsbereich  $2300 < Re < 10^4$  beeinflusst die Art der Zuströmung die Strömungsform. Die Reynoldszahl für den konzentrischen Ringspalt berechnet sich mit

$$Re = \frac{w_T (d_{WÜ} - d_a)}{\nu_T} \quad (4.76)$$

[GES06].

Mit einer Strömungsgeschwindigkeit

$$w = \frac{4 \dot{V}_T}{\pi (d_{WÜ}^2 - d_a^2)} \quad (4.77)$$

und einer kinematischen Viskosität des Wärmeträgermediums Wasser  $\nu_T = 0,724 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  bei  $35^\circ\text{C}$ , (Quelle: [BAE94]) ergibt sich durch Einsetzen in die Gleichung (4.76) und (4.77) eine Reynolds-Zahl von

$$\text{Re}_T \approx 5900$$

Trotz einer Reynolds-Zahl  $\text{Re} < 10^4$  wird in diesem Fall die Nußelt-Zahl mit der Gleichung für die voll ausgebildete turbulente Strömung berechnet. Aufgrund der senkrecht zur Rohrachse angeordneten Zu- und Abläufe (Abb. 2.9, Seite 26) wird die Strömung soweit gestört, dass sich keine laminare Strömung ausbilden kann. Die Nußelt-Zahl berechnet sich in diesem Fall nach *Petukhov* und *Roizen* [PET64].

$$\frac{Nu}{Nu_{Rohr}} = 0,86 \left( \frac{d_a}{d_{WÜ}} \right)^{-0,16} \quad (4.78)$$

mit

$$Nu_{Rohr} = \frac{(\xi/8) \text{Re}_T \text{Pr}_T}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (\text{Pr}_T^{2/3} - 1)} \left\{ 1 + [(d_{WÜ} - d_a)/l_{WÜ}]^{2/3} \right\} \quad (4.79)$$

und

$$\xi = (1,8 \log_{10} \text{Re}_T - 1,5)^{-2} \quad (4.80)$$

sowie

$$\text{Pr}_T = \frac{\nu_T}{a_T} \approx 4,8 \quad (\text{Wasser}, 35^\circ\text{C}) [\text{GES06}] \quad (4.81)$$

Durch Einsetzen der Reynolds- und der Prandtl-Zahl und den Abmessungen des Wärmeübertragers aus Abb. 4.11 ergibt sich eine Nußelt-Zahl von

$$Nu \approx 36$$

Die Wärmeleitfähigkeit von Wasser bei 35 °C beträgt  $\lambda_T = 623,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$  [BAE94]. Im Fall des konzentrischen Ringspalts gilt für  $d$

$$d = d_{w\ddot{U}} - d_a \quad (4.82)$$

[GES06]. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  kann nun mithilfe der Gleichung (4.75) berechnet werden. Es ergibt sich ein Wert von

$$\alpha_a \approx 560 \frac{\text{W}}{\text{m K}}.$$

Auf ähnliche Weise kann der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  zwischen Rohr und Fluid im Inneren des zentrischen Rohres berechnet werden. Dazu muss ebenfalls erst festgestellt werden, welche Strömungsform im Rohr vorliegt. Auch in diesem Fall wird dazu die Reynoldszahl berechnet

$$\text{Re} = \frac{\bar{w} d_i}{\nu_F} \quad (4.83)$$

[SPU04].

Im Inneren des zentrischen Rohres wird der Lack erwärmt. Im Kapitel 3.2 wurde festgestellt, dass die Viskosität der Lacke stark temperaturabhängig ist. Die kinematische Viskosität  $\nu_F$  geht nach Gleichung (4.83) in die Berechnung der Reynoldszahl ein. Daher müsste die Reynoldszahl genau genommen für jeden Lack bei unterschiedlichen Temperaturen eigens berechnet werden. An dieser Stelle soll jedoch nur festgestellt werden, ob es einen Fall gegeben kann, bei dem eine turbulente Rohrströmung auftreten kann. Um mit Sicherheit alle Lacke zu berücksichtigen, wird die Viskosität von Wasser eingesetzt ( $\nu_F = 0,801 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  bei 30 °C [GES06]). Wasser hat im Vergleich zu den Lacken eine wesentlich niedrigere Viskosität, was eine höhere Reynoldszahl zur Folge hat (vgl. Gleichung (4.83)). Damit kann die Berechnung als konservativ betrachtet werden<sup>12</sup>.

<sup>12</sup> konservativ für das Ziel: laminare Strömung, da errechnete Reynoldszahl  $\text{Re}_{\text{Wasser}} > \text{Re}_{\text{Lack}} \Rightarrow \max \text{Re} = \text{Re}_{\text{Wasser}}$

Als höchste, mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  die im System auftritt, wird  $0,05\text{ m/s}$  angenommen. Mit dem Rohrrinnendurchmesser aus Abb. 4.11 ( $d_i = 0,008\text{ m}$ ) ergibt sich für Wasser eine Reynolds-Zahl von

$$\text{Re} = \frac{0,05\text{ m/s} \cdot 0,008\text{ m}}{0,801 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}} \approx 500$$

Damit bildet sich auch nach Störung der Strömung in jedem Fall wieder eine laminare Strömungsform aus. Die Nußelt-Zahl kann somit für den Fall der laminaren Rohrströmung berechnet werden.

Die exakte Lösung zur Berechnung der Nußelt-Zahl (Graetz-Lösung) kann mittels unendlicher Reihe entwickelt werden, diese konvergiert jedoch schlecht. Von *Stephan* [DUB01] wird aus diesem Grund eine Näherungslösung für Laminarströmungen und konstanter Wandtemperatur angegeben. Die Abweichung von den exakten Werten der Nußelt-Zahl wird mit 1 % angegeben.

$$Nu_{i,Stephan} = \frac{3,657}{\tanh\left(2,264 X^{1/3} + 1,7 X^{2/3}\right)} + \frac{0,0499}{X} \tanh X \quad (4.84)$$

Mit

$$X = \frac{l}{d_i \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}} \quad (4.85)$$

$$\text{Re} = \frac{w d_i}{\nu_F} \quad (4.86)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu_F}{a_F} \quad (4.87)$$

Die Gleichung (4.84) gilt für laminare Strömungen ( $\text{Re} \leq 2300$ ) im gesamten Bereich  $0 \leq X \leq \infty$  [DUB01]. Bei der genauen Betrachtung der Gleichung fällt auf, dass durch die Multiplikation der Reynolds-Zahl mit der Prandtl-Zahl die kinematische Viskosität  $\nu_F$  durch Kürzen eliminiert wird. Das bedeutet, dass im Fall der laminaren Strömung die Nußelt-Zahl und damit der Wärmübergangskoeffizient von der Viskosität unabhängig

ist. Sie hängt lediglich von der Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$ , dem Rohrdurchmesser  $d_i$  und der Temperaturleitfähigkeit  $a_F$  ab.

In Abb. 4.12 und Abb. 4.13 sind die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$  für die acht untersuchten Lacke in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit dargestellt. Zum Vergleich enthalten beide Abbildungen zusätzlich den berechneten Wärmeübergangskoeffizienten von Wasser. Man sieht, dass er mit steigender Strömungsgeschwindigkeit ebenfalls ansteigt.

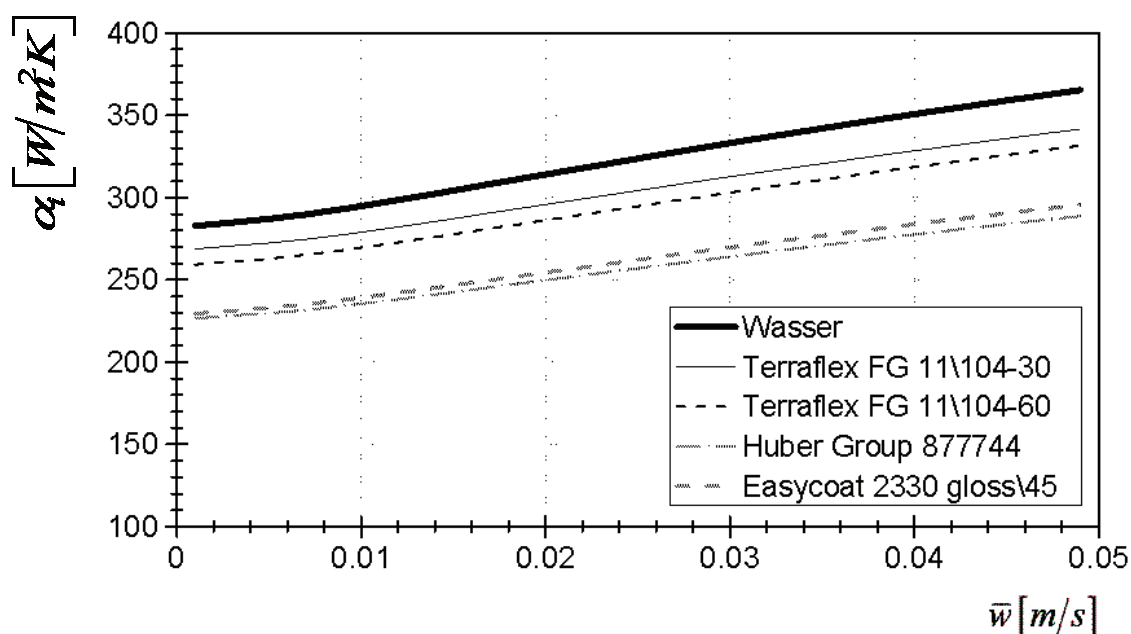


Abb. 4.12: Wärmeübergangskoeffizient vom Rohr auf die Dispersionslacke (berechnet mit Matlab [MAT08] nach Gleichung (4.84))

Im Versuchstand, der zur experimentellen Verifikation der theoretisch hergeleiteten Übertragungsfunktion konstruiert und gebaut wurde, treten Strömungsgeschwindigkeiten im Inneren des Wärmeübertragers zwischen 0,02 m/s und 0,05 m/s auf. Aus diesem Grund wurde der Wärmeübergangskoeffizient lediglich bis  $\bar{w} = 0,05 \text{ m/s}$  berechnet.

Bemerkenswert ist, dass die Wärmeübergangskoeffizienten der UV-Lacke deutlich niedriger ausfallen als die der Dispersionslacke.

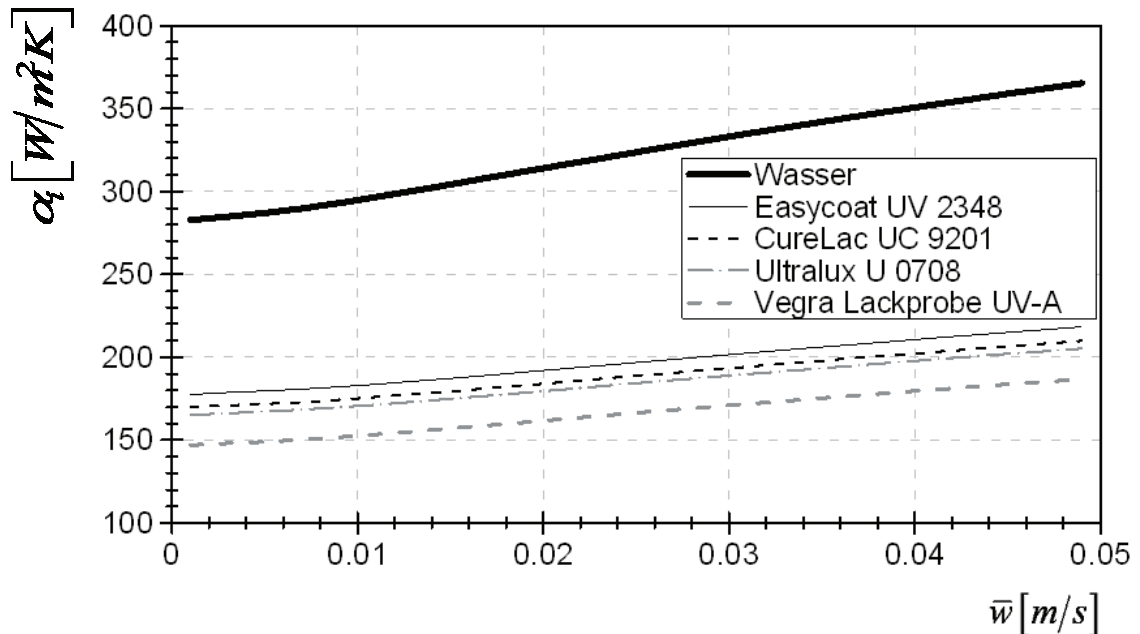


Abb. 4.13: Wärmeübergangskoeffizient vom Rohr auf die UV Lacke (berechnet mit Matlab [MAT08] nach Gleichung (4.84))

Damit sind alle Größen bekannt, die zur Berechnung die Frequenzkennlinien der Übertragungsfunktion (4.68) benötigt werden. Da es sich bei Gleichung (4.68) um eine irrationale Übertragungsfunktion handelt, kann sie nicht unmittelbar mithilfe der Software Matlab [MAT08] simuliert werden [SCH08]. Die Frequenzkennlinien der Übertragungsfunktion lassen sich jedoch konstruieren.

Im Kapitel 4.2.2 wurde bei der Laplacetransformation nach der Zeit  $t$  die komplexe Variable  $s = \sigma + j\omega$  eingeführt. Für den Spezialfall  $\sigma = 0$  geht die Übertragungsfunktion  $G(s)$  über in den Frequenzgang  $G(j\omega)$  [UNB02]. Während die Übertragungsfunktion  $G(s)$  eine abstrakte, nicht messbare Beschreibungsform zur mathematischen Behandlung linearer Systeme darstellt, kann der Frequenzgang  $G(j\omega)$  unmittelbar physikalisch interpretiert und auch gemessen werden [UNB02].

Durch das Einsetzen von

$$s = j\omega \quad (4.88)$$

in Gleichung (4.68) erhält man

$$\Theta(s) = \frac{\underline{A}}{-\omega^2 \underline{B} + j\omega \underline{D} + \underline{A}} \cdot \left( 1 - e^{-\left( \frac{-\omega^2 \underline{B} + j\omega \underline{D} + \underline{A}}{j\omega \underline{C} + \underline{E}} \right) l_{L1}} \right) \Theta_T(s). \quad (4.89)$$

In Matlab [MAT08] werden die Konstanten aus den Gleichungen (4.69), (4.70) (4.71), (4.72) und (4.73) berechnet und in Gleichung (4.89) eingesetzt. Zusätzlich werden in einer Programmschleife Werte für  $\omega$  zwischen  $0,001-0,2s^{-1}$  eingesetzt. Durch Trennung von Real- und Imaginärteil kann unmittelbar die Frequenzgangortskurve des Wärmeübertragers konstruiert werden.

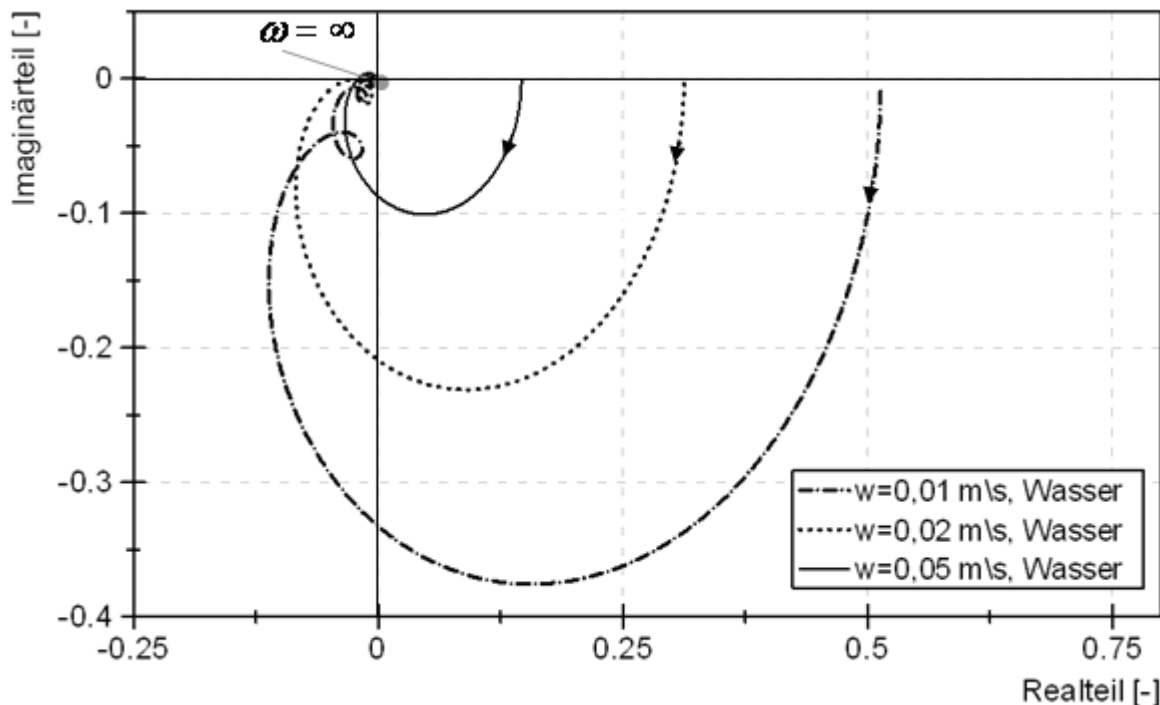


Abb. 4.14: Simulierte Frequenzgangortskurve des Wärmeübertragers für Wasser mit verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten. Die Parameter der Simulation sind im Text erläutert

Dazu werden die Real- und Imaginärteile in die komplexe  $G$ -Ebene übertragen. Abb. 4.14 zeigt die für Wasser simulierte Frequenzgangortskurve nach Gleichung (4.89) für verschieden Strömungsgeschwindigkeiten.

Die Werte, des Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten wurden aus den Abb. 4.12 bzw. Abb. 4.13 entnommen.

Die geometrischen Parameter, die der Simulation zugrunde liegen sind in Abb. 4.11 (Seite 94) zusammengefasst. Die Stoffkennwerte des zentralen Rohres (Edelstahl) werden aus der Literatur entnommen. Die Wärmekapazität des Rohres  $c_R$  beträgt  $450 J/kgK$  [GES06], die Dichte  $\rho_R$  beträgt  $7855 kg/m^3$  [GES06].

Für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$  zwischen Wärmeträgermedium und Rohr wird der berechnete Wert  $560 W/m^2 K$  eingesetzt. Die Simulation in Abb. 4.14 wurde mit den Stoffwerten für Wasser mit einer Temperatur von  $35^\circ C$  durchgeführt. Dabei sind folgende Werte aus der Literatur [GES06] übernommen worden:  $\rho_{F,35^\circ C} = 994,04 kg/m^3$ ,  $c_{F,35^\circ C} = 4179 J/kgK$ .

Das frequenzabhängige Amplitudenverhältnis zwischen Eingangssignal  $\Theta_T$  und Ausgangssignal  $\Theta_2(\omega)$  ist mit

$$\tilde{A}(\omega) = \frac{\Theta_2(\omega)}{\Theta_T} = |G(j\omega)| = \sqrt{\text{Real}^2(\omega) + \text{Imag}^2(\omega)} \quad (4.90)$$

definiert [UNB02]. Die frequenzabhängige Phasenverschiebung ist mit

$$\varphi(\omega) = \arg G(j\omega) = \arctan \frac{\text{Imag}(\omega)}{\text{Real}(\omega)} \quad (4.91)$$

definiert [UNB02].

Bei Eingangssignalen mit niedrigen Frequenzen ist die Phasenverschiebung fast null. Das Amplitudenverhältnis hängt wesentlich von der Strömungsgeschwindigkeit ab. Bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten verweilt die Flüssigkeit länger im Wärmeübertrager und nimmt dabei mehr Wärme auf als bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten.

Mit steigender Eingangsfrequenz wird die Tiefpasscharakteristik des Systems deutlich. Die Phasenverschiebung nimmt mit der Eingangsfrequenz zu, ebenso erhöht sich die Dämpfung des Systems.

Bei der Frequenzgangortskurve in Abb. 4.14 handelt es sich um eine übersichtliche Darstellung der Übertragungsfunktion in der  $G$ -Ebene. Um die Abhängigkeit des Amplitudenverhältnisses und der Phasenverschiebung von der Anregungsfrequenz darzustellen, eignet sich der Amplituden- und Phasengang. Beide zusammen werden auch als Frequenzkennlinien oder Bode-Diagramm bezeichnet [UNB02]. Es ist üblich den Amplitudengang in Dezibel anzugeben [UNB02]. Laut Definition gilt

$$\tilde{A}(\omega)_{dB} = 20 \cdot \lg \tilde{A}(\omega). \quad (4.92)$$

Bei der Simulation mit sehr niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten zeigt die Phasenkennlinie in Abb. 4.15 ein lokales Maximum. Dieses konnte in der experimentellen Verifikation nicht beobachtet werden (vgl. Abb. 4.19 Seite 108).

Das Ziel dieses Kapitels besteht in der Spezifikation der Einflussparameter auf das frequenzabhängige Übertragungsverhalten des Wärmeübertragers. Die Simulation mit Wasser zeigt, dass die Strömungsgeschwindigkeit einen relativ großen Einfluss auf den Phasenverlauf ausübt.

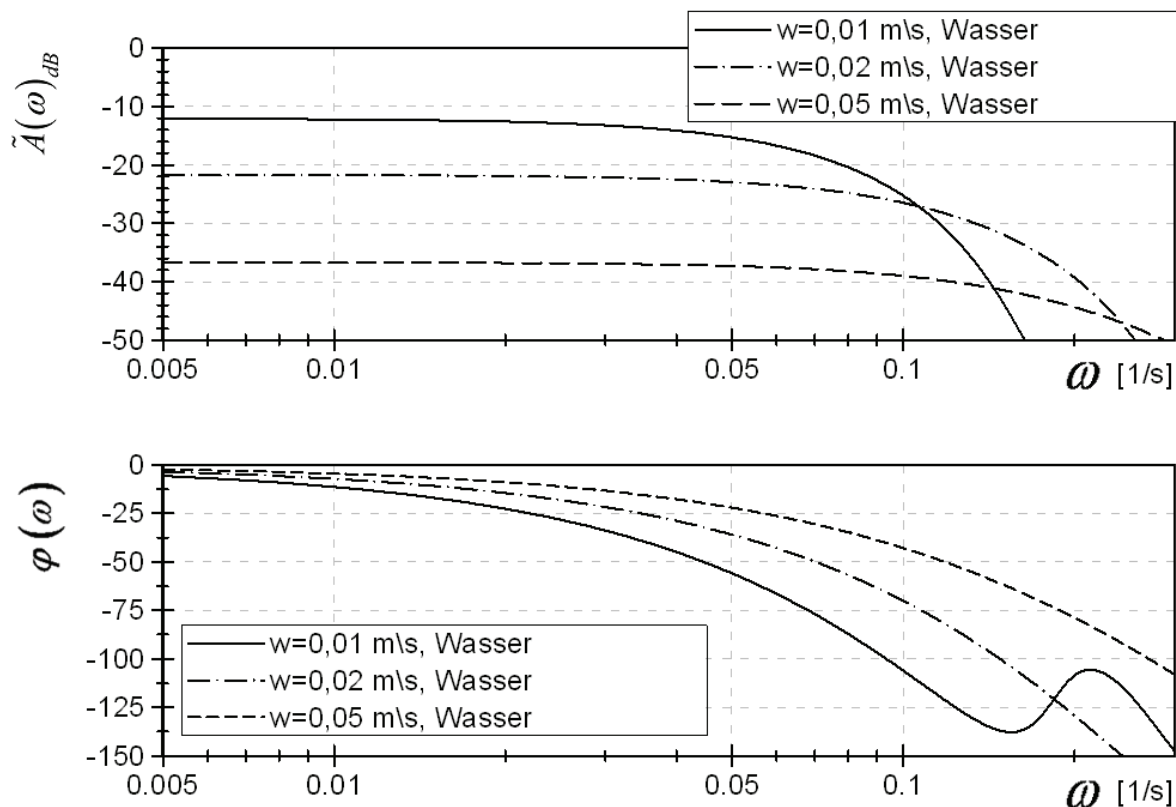


Abb. 4.15: Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit auf das frequenzabhängige Übertragungsverhalten des Wärmeübertragers (berechnet mit den Stoffkennwerten von Wasser bei einer Temperatur von 35 °C)

Ebenso kann die Simulation für Lacke durchgeführt werden. In Abb. 4.12 (Seite 98) und Abb. 4.13 (Seite 99) wurde der Wärmeübergangskoeffizient vom Rohr auf die Lacke in Abhängigkeit der Strömungsgeschwindigkeit dargestellt. Aus den Kurven geht der Terraflex FG 11/104/30 als ein Lack mit einem relativ hohen und der Vegra Lackprobe UV A als ein Lack mit einem relativ niedrigen Wärmeübergangskoeffizienten hervor.

Diese beiden Lacke bilden bezüglich des Wärmeübergangskoeffizienten die Extremwerte ab. Daher soll an diesen der Einfluss der Stoffwerte auf das Übertragungsverhalten simuliert werden.

In Abb. 4.16 sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt. Die Stoffwerte der beiden Lacke wurden aus Kapitel 3 für eine Temperatur

von 32 °C entnommen. Alle anderen Werte entsprechen den eingangs beschriebenen.

Am Phasenverlauf ist deutlich der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit erkennbar. Die Lacksorte, also die Stoffwerte bzw. der Wärmeübergangskoeffizient zeigt dagegen nur einen sehr geringen Einfluss auf die Frequenzkennlinie. Dieser Zusammenhang ist für die spätere Berechnung der Viskosität des Lackes von Bedeutung.

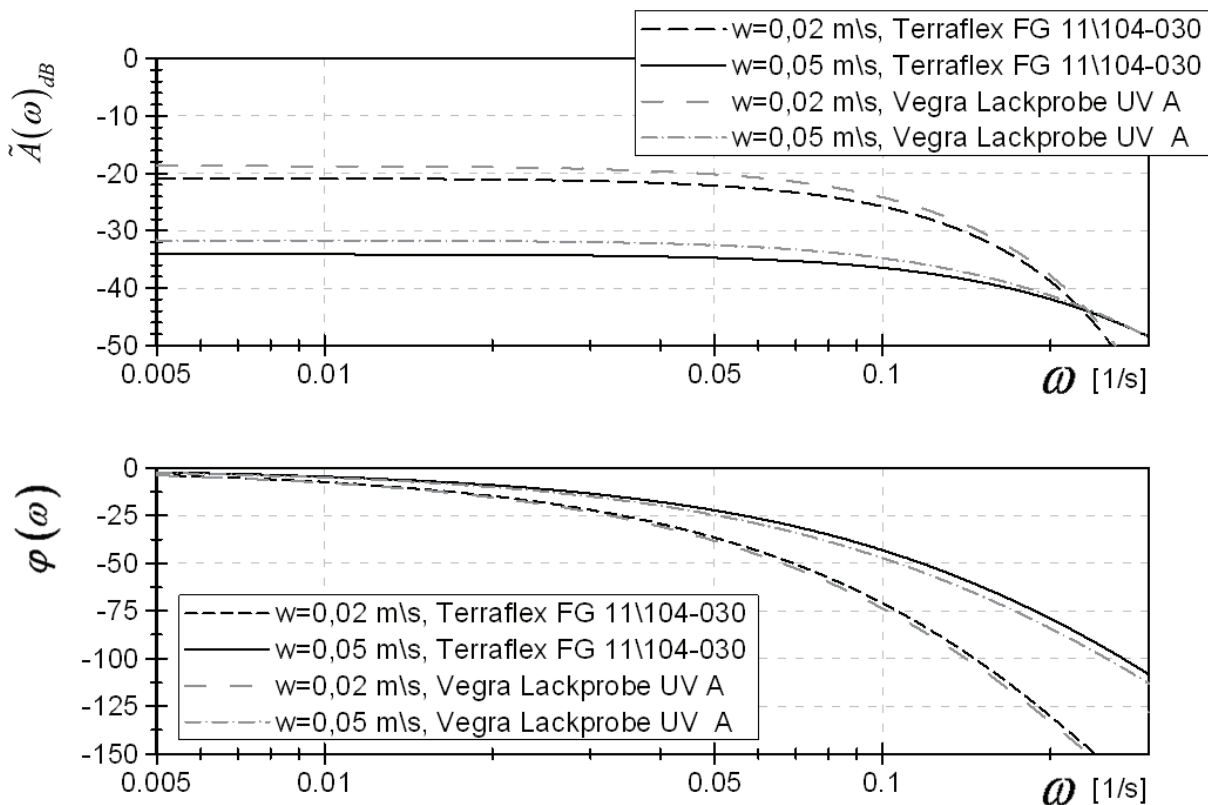


Abb. 4.16: Simulation des Übertragungsverhaltens zweier Lacke mit jeweils zwei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten

Die Phasenverläufe in Abb. 4.16 können mit sehr guter Übereinstimmung mit einer linearen Ansatzfunktion

$$y = a_{T-2} + b_{T-2} \cdot x \quad (4.93)$$

approximiert werden. Die Koeffizienten sind in Tab. 4.1 zusammengefasst.

mittlere Strömungsgeschwindigkeit $\bar{w}$	Lacksorte	$a_{T-2}$	$b_{T-2}$	Bestimmtheitsmaß
0,02 m/s	Terraflex FG 11/104-30	-1,7	-684,6	0,9991
0,05 m/s	Terraflex FG 11/104-30	-1,0	-415,7	0,9991
0,02 m/s	Vegra Lackprobe UV-A	-2,2	-705,4	0,9987
0,05 m/s	Vegra Lackprobe UV-A	-1,6	-449	0,9981

Tab. 4.1: Ergebnisse der linearen Approximation der berechneten Phasenverläufe

#### 4.2.4 Experimentelle Verifikation der Übertragungsfunktion

Um die berechneten Frequenzkennlinien experimentell zu verifizieren, wurde am Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren ein Prüfstand entwickelt und gebaut. Abb. 4.17 zeigt ein Bild dieses Prüfstandes.

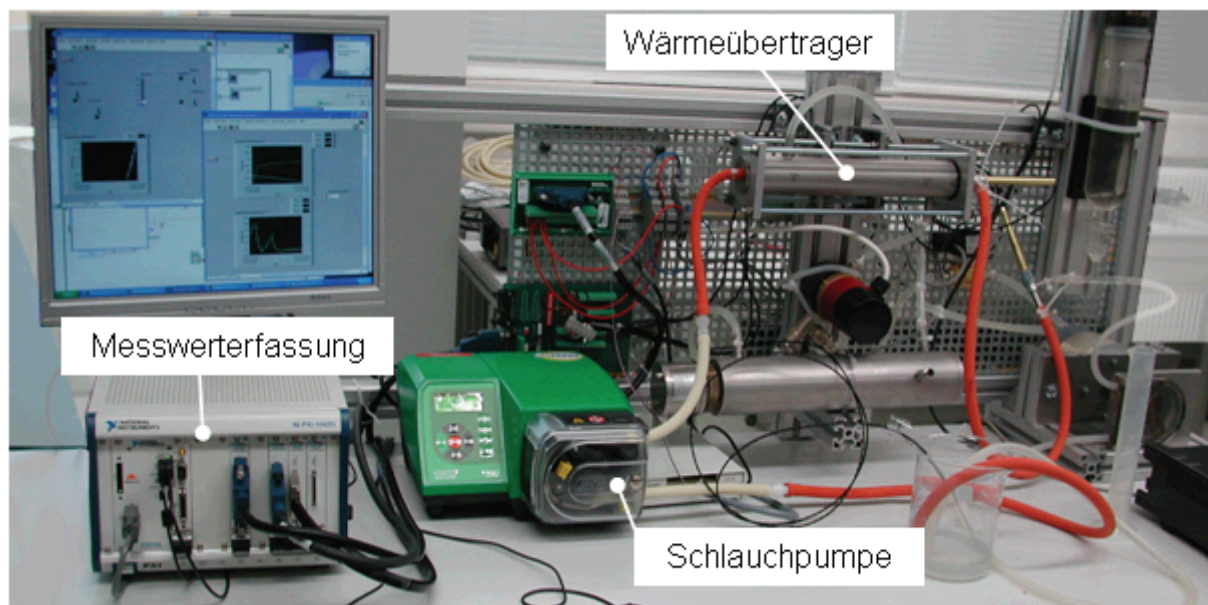


Abb. 4.17: Prüfstand zur experimentellen Verifikation der Übertragungsfunktionen

Sein Funktionsprinzip entspricht der schematischen Darstellung in Abb. 2.8 auf Seite 24. Die Messwerterfassung erfolgt über ein PXI-System der Fa. National Instruments mit NI PXI 1042Q Chassis [NAT04] und NI PXI-8196 Controller [NAT05a].

Zur Temperaturerfassung im Wärmeträgermedium ( $\vartheta_T$ ) und in der Zuleitung ( $\vartheta_1$ ) werden Klasse A Pt100 Sensoren mit 1 mm Durchmesser und 100 mm Länge [SEN06] eingesetzt. Am Ausgang des Wärmeübertragers ( $\vartheta_2$ ) und am Ende der Leitung ( $\vartheta_3$ ) sind jeweils Klasse A Pt100 Sensoren mit 0,5 mm Durchmesser und 100 mm Länge [SEN06] integriert.

Die Konditionierung der Temperatursignale erfolgt über eine Messkarte NI PXI 4351 [NAT05b]. Zur Erfassung des Ausgangssignals des Ultraschallsensors und zur Ansteuerung der Schlauchpumpe wird eine I/O-Karte NI PXI 6251 [NAT08b] verwendet. Die Ansteuerung der 1,5 kW Heizung und die Zudosierung von Kühlwasser mittels Membranventil aus einem Thermostatbehälter erfolgt über eine Relay-Karte NI PXI 6521 [NAT05c]. Der Ablauf der Messung ist mittels der Software NI LabVIEW 8.2 [NAT08d] weitestgehend automatisiert, d. h. die Temperaturregelung im Wärmeträgermedium und die Drehzahlsteuerung der Schlauchpumpe erfolgt automatisch. Die Drehzahlregelung erfolgt über die interne Software der Pumpe.

Vom Messprogramm werden die Daten aller Temperatursensoren aufgezeichnet. Der Volumenstrom wird mittels des Ultraschallsensors [TUR08] volumetrisch erfasst.

Abb. 4.18 zeigt die prinzipielle Auswertung der Messungen. Dem Wärmeträgermedium wird mittels der Heiz- bzw. der Kühleinrichtung ein Temperaturverlauf  $\vartheta_T$  aufgeprägt. Die im Kapitel 4.1 untersuchte Schlauchpumpe [WAT08a], fördert währenddessen einen, im Mittel konstanten, Volumenstrom  $\dot{V}$  durch das zentrische Rohr (vgl. Abb. 2.9 Seite 26 bzw. Abb. 4.1 Seite 67).

Mit einem in der Software realisierten 2 Punkt-Regler wird die Temperatur des Wärmeträgermediums  $\vartheta_T$  auf  $35\text{ °C} \pm 3\text{ °C}$  geregelt. Dabei entspricht die Amplitude von  $\pm 3\text{ °C}$  dem aufgeprägten Temperatursignal, also dem Eingangssignal (in Abb. 4.18 als  $\vartheta_e$  bezeichnet). Die Antwort des Systems auf dieses aufgeprägte Signal entspricht dem Temperatursignal am Ausgang des Wärmeübertragers  $\vartheta_2$  (in Abb. 4.18 als  $\vartheta_a$  bezeichnet).

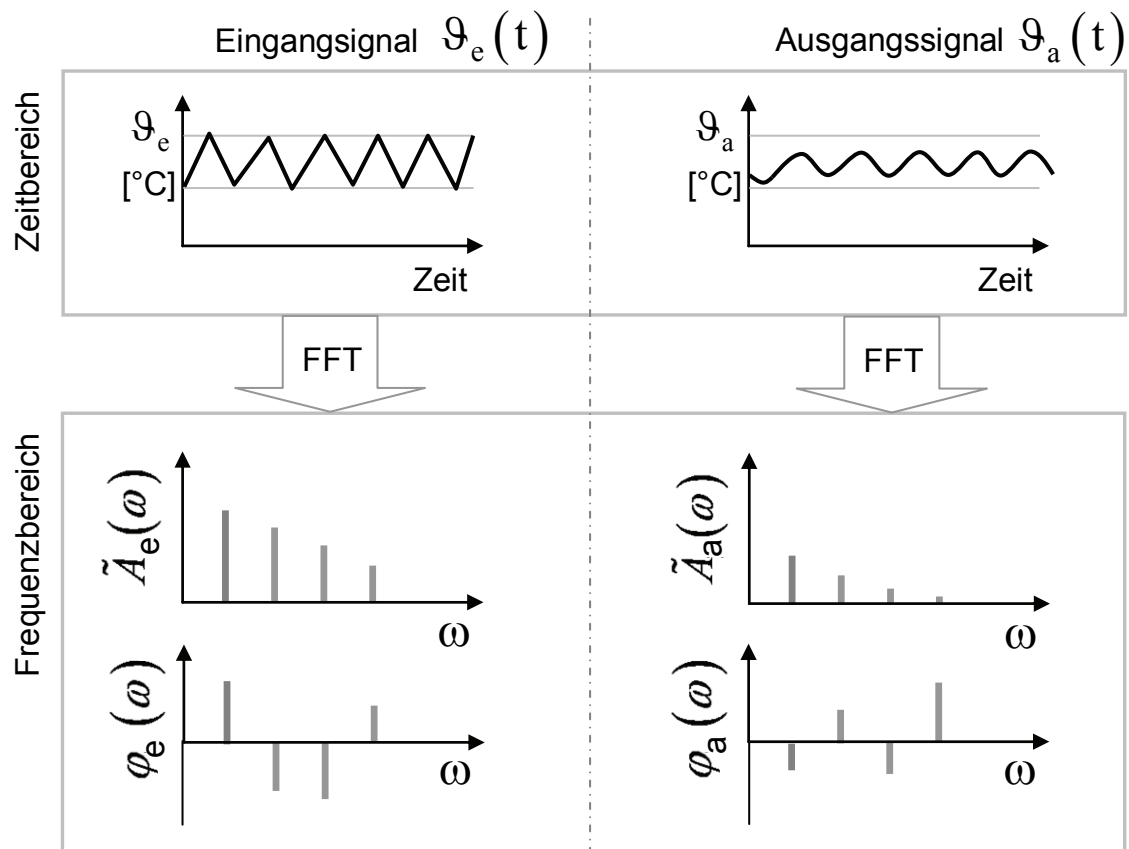


Abb. 4.18: Auswertungen der Messungen. Das Eingangssignal  $\vartheta_e$  auf das System und das Antwortsignal  $\vartheta_a$  werden mittels FFT jeweils in ein Amplituden- und ein Phasenspektrum zerlegt

Die Zeitsignale der beiden Sensoren  $\vartheta_T(t)$  und  $\vartheta_2(t)$  werden mithilfe der Fourieranalyse in jeweils ein Amplitudenspektrum  $\tilde{A}(\omega)$  und ein Phasenspektrum  $\varphi(\omega)$  zerlegt. Das Amplitudenverhältnis zwischen Eingangs- und Ausgangssignal wird nach der Gleichung

$$\tilde{A}(\omega)_{dB} = 20 \cdot \lg \frac{\tilde{A}_2(\omega)}{\tilde{A}_T(\omega)} \quad (4.94)$$

berechnet.

Die Phasendifferenz kann direkt durch Subtraktion der Phasenwinkel  $\varphi_T(\omega)$  und  $\varphi_2(\omega)$  berechnet werden. Um die Anzahl der Punkte in Amplituden- und Phasendiagramm zu erhöhen, werden Temperatur-

signale mit unterschiedlichen Grundfrequenzen aufgeprägt. Dies erfolgt durch die Variation der Heiz- und Kühlleistung.

Zu jeder Anregungsfrequenz werden die Amplitudenverhältnisse und Phasenwinkel der ersten 4 Harmonischen bestimmt. Jeder dieser Werte wird jeweils als Punkt in das Amplituden- und das Phasendiagramm eingetragen. Diese Messung wird für 10 unterschiedliche Grundfrequenzen durchgeführt. Auf diese Weise ergeben sich für einen Amplituden- und ein Phasengang jeweils 40 Punkte. In Abb. 4.19 ist ein auf diese Weise gemessener Frequenzgang des Wärmeübertragers dargestellt.

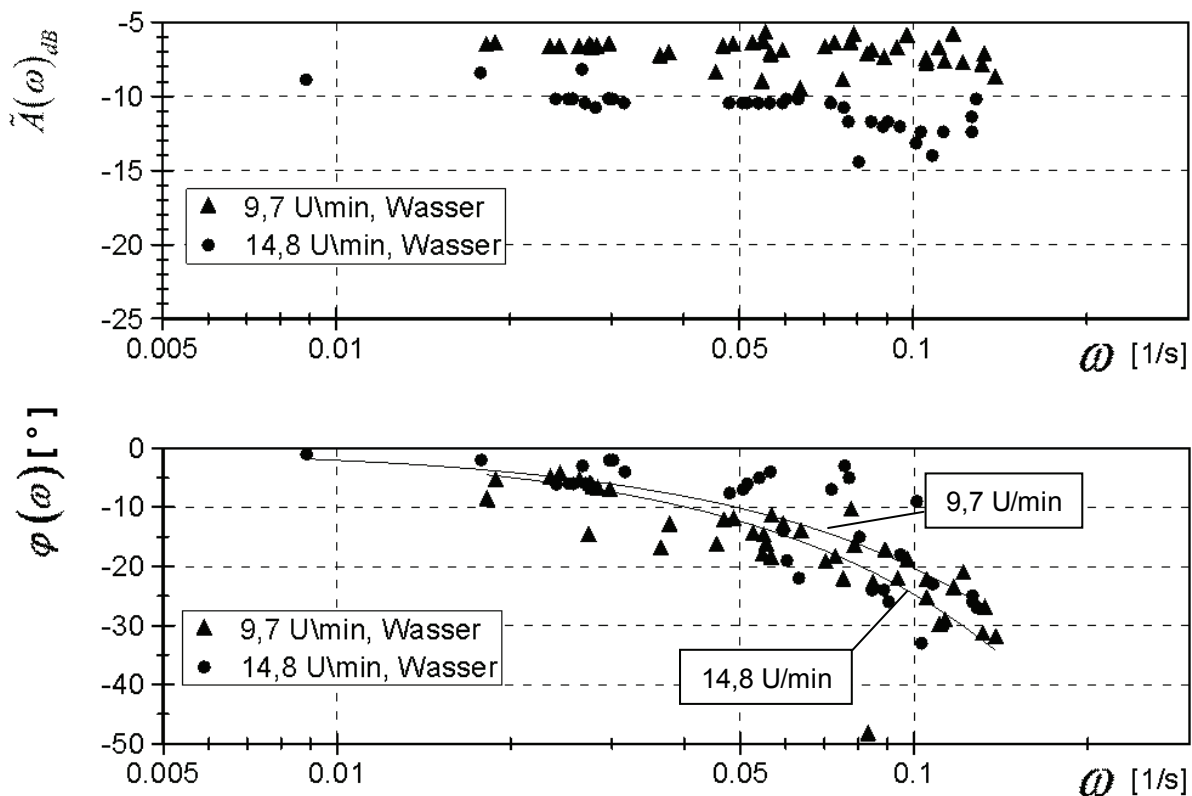


Abb. 4.19: Bode-Diagramm des Teilsystems  $W$  (Wärmeübertrager) bei zwei unterschiedlichen Pumpendrehzahlen. Umgerechnet entspricht eine Pumpendrehzahl von 9,7 U/min einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  im Wärmeübertrager von 0,03 m/s und eine Pumpendrehzahl von 14,8 U/min einem  $\bar{w}$  von 0,05 m/s

Bei dem in Abb. 4.19 dargestellten Frequenzgang handelt es sich um eine Messung mit Wasser. Die Messung wurde bei zwei Pumpen-

drehzahlen, d. h. mit zwei unterschiedlichen Volumenströmen durchgeführt. Die Pumpendrehzahl der ersten Messung betrug 9,7 U/min, bei der zweiten Messung 14,8 U/min. Die Messung des Volumenstromes mittels Ultraschallsensor ergab bei diesen Drehzahlen Volumenströme von 1,6 ml/s und 2,5 ml/s. Umgerechnet ergibt dies eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  im Wärmeübertrager ( $R_i = 0,004 \text{ m}$ ) von 0,03 m/s und 0,05 m/s.

In Abb. 4.19 ist am Amplitudengang die zunehmende Dämpfung bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten zu erkennen. Der Verlauf entspricht qualitativ der Simulation aus Kapitel 4.2.3 (vgl. Abb. 4.16 Seite 104). Wie bereits erläutert, ist dieser Effekt auf die kürzere Durchlaufzeit bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten zurückzuführen. Im Phasengang ist die Tiefpassfiltercharakteristik des Wärmeübertragers erkennbar. Mit zunehmender Anregungsfrequenz fällt der Phasenverlauf ab. Auch dieser Verlauf entspricht qualitativ der Simulation in Abb. 4.16 auf Seite 104.

Die Streuung der Punkte lässt jedoch keine eindeutige Unterscheidung zwischen den Messungen bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten zu. Die Approximation der Phasengänge in Abb. 4.19 mit der linearen Ansatzfunktion

$$y = a_{T-2} + b_{T-2} \cdot x \quad (4.95)$$

zeigt eine relativ schlechte Übereinstimmung, erkennbar am Bestimmtheitsmaß. In diesem Fall wurde aus der theoretischen Betrachtung heraus angenommen, dass bei unendlich kleiner Anregungsfrequenz die Phasenverschiebung null wird. Für den Achsenabschnitt gilt somit  $a_{T-2} = 0$ . Die Werte für  $b_{T-2}$  sind in Tab. 4.2 zusammengefasst.

Drehzahl, Fluid	Achsenabschnitt a	Steigung $b_{T-2}$	Bestimmtheitsmaß
9,7 U/min, Wasser	0	-247	0,5917
14,8 U/min, Wasser	0	-202	0,6561

Tab. 4.2: Ergebnisse der Regressionsanalyse der Phasendifferenz

Die Streuung der gemessenen Frequenzkennlinie ist sicherlich auf verschiedene Ursachen zurückzuführen. Der Wichtigste ist jedoch die Anordnung des Temperatursensors am Ausgang des Wärmeübertragers. Aus konstruktiven Gründen wurde dieser Temperatursensor vor und nicht nach dem statischen Mischer angebracht. Dadurch ist die Temperatur über den Rohrquerschnitt noch nicht homogenisiert. Dies führt zu erheblichen Schwankungen der Messergebnisse. Da die Methode zur Bestimmung der Viskosität ohnehin ohne diesen Sensor auskommt, wird im weiteren Verlauf der Arbeit mit den theoretisch berechneten Frequenzkennlinien aus Kapitel 4.2.3 gearbeitet.

### 4.3 Übertragungsverhalten der Leitung

Im Prinzip könnte die Übertragungsfunktion der Leitung genau wie die des Wärmeübertragers hergeleitet werden. In diesem Fall wirkt das Eingangssignal jedoch nicht durch die Rohrwand, sondern es wird mit dem Fluid vom Anfang bis zum Ende der Leitung transportiert.

Bisher wurde von einem idealen Strömungsrohr ausgegangen. Die Voraussetzung für ein ideales Strömungsrohr ist, dass die Strömungsgeschwindigkeit in radialer Richtung konstant ist. Das bedeutet, dass eine vollständige Durchmischung in Querrichtung und keine Durchmischung in Strömungsrichtung auftritt [HAM03]. Diese Bedingung erfüllt idealisiert die Pfropfen- oder Kolbenströmung. Mit dieser Annahme und unter Vernachlässigung des Wärmespeichervermögens der Leitung ergibt sich für die Übertragungsfunktion der Leitung ein reines Totzeitverhalten (siehe Abb. 4.21 Seite 112). Die Herleitung dieser Art Übertragungsfunktion wird von *Profos* [PRO62] ausführlich beschrieben und wurde auch von *Unbehauen* [UNB02] in

leicht abgewandelter Form übernommen. Gleichung (4.96) stellt die Übertragungsfunktion eines Totzeitgliedes

$$G(s) = K_L e^{-sT_t} \quad (4.96)$$

mit der Totzeit

$$T_t = \frac{l_{L2}}{\bar{w}} \quad (4.97)$$

dar [UNB02].

Mit den Randbedingungen aus Kapitel 4.2.1 ist die Beschreibung des Systems somit relativ einfach. In Abb. 4.20 ist das vereinfachte Blockschaltbild der Übertragungsfunktion der Leitung dargestellt. Das Übertragungsverhalten der Leitung wird vom Eingangssignal und der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt.

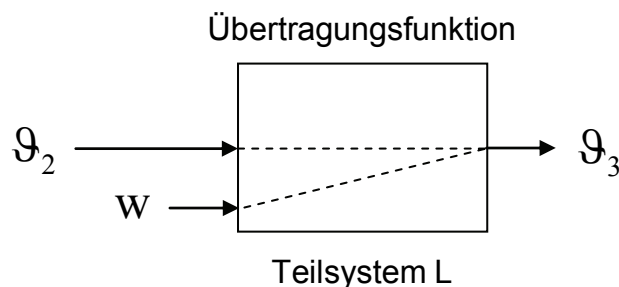


Abb. 4.20: Schematische Darstellung der Übertragungsfunktion der Leitung. Als Eingangssignal wirkt das Temperatursignal  $\vartheta_2$  am Ausgang des Wärmeübertragers. Die Totzeit zwischen Ein- und Ausgangssignal hängt von der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  ab

Versuche haben gezeigt, dass das Übertragungsverhalten der Leitung grundsätzlich mit einem Totzeitglied (Gleichung (4.96)) beschrieben werden kann. Allerdings kann die Totzeit  $T_t$  nicht mittels Gleichung (4.97) berechnet werden. Experimente zeigten, dass die Totzeit zwischen Eingangs- und Ausgangssignal von der maximalen ( $w_{\max}$ ) und nicht von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  abhängt. Der Zusammenhang beider Größen soll im nächsten Abschnitt erläutert werden.

### 4.3.1 Einfluss der Viskosität auf das Geschwindigkeitsprofil

In dem idealisierten Fall der reinen Kolben- oder Pfropfenströmung folgt das Ausgangssignal dem Eingangssignal nach einer Totzeit  $T_t$ . Diese lässt sich, ebenfalls idealisiert mithilfe der Leitungslänge und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit nach Gleichung (4.97) berechnen. Die Sprungantwort dieser Art von Übertragungsfunktion ist in Abb. 4.21 dargestellt (Kurve I). Diese idealisierte Kolbenströmung liegt allerdings bei nahezu keiner Rohrströmung vor.

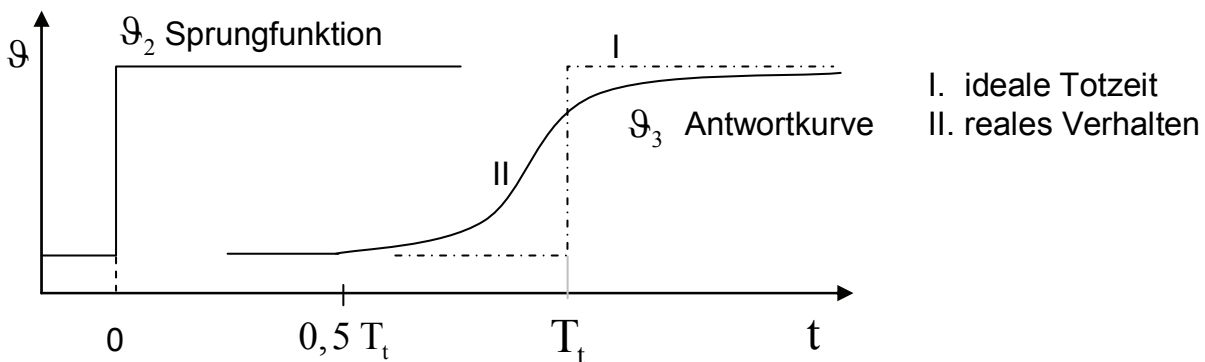


Abb. 4.21: Qualitative Darstellung der Antwort einer Leitung auf eine Sprungfunktion. Bei einem idealen Totzeitglied (I) nach Gleichung (4.96) mit  $K_L=1$ , folgt das Ausgangssignal  $g_3$  dem Eingangssignal  $g_2$  nach der Totzeit  $T_t$ . Bei einer laminaren Strömung eines newtonschen Fluides erreicht das erste Fluidteilchen bereits nach  $0,5 T_t$  den Ausgang der Leitung.

Näherungsweise kann die vollständig turbulente Rohrströmung ( $Re \gg 2300$ ) mit dem Modell der Kolbenströmung angenähert werden. In Kapitel 4.2.3 wurde bereits bei der Betrachtung des Wärmeübertragers festgestellt, dass sich aufgrund der kleinen Reynoldszahlen eine laminare Rohrströmung ausbildet. Wie sich eine laminare Strömungen auf das Übertragungsverhalten der Leitung auswirkt, soll in diesem Abschnitt untersucht werden.

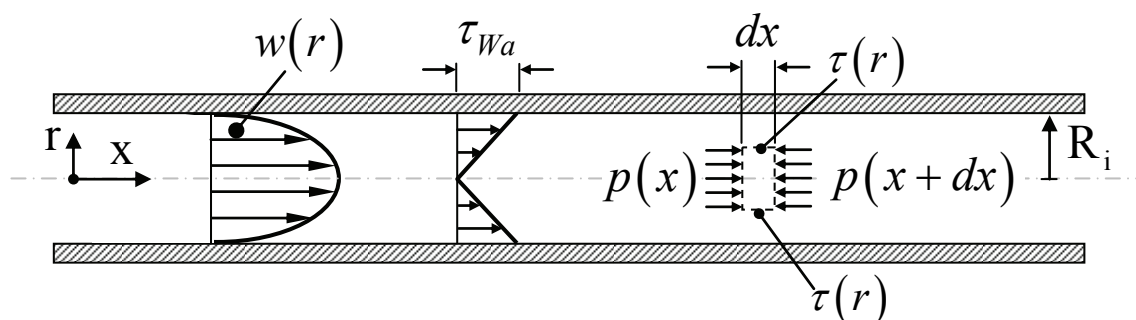


Abb. 4.22: Geschwindigkeits- und Schubspannungsprofil einer voll ausgebildeten, laminaren Rohrströmung nach [BÖM00]

Es stellt sich die Frage, welche Strömungsprofile die untersuchten Lacke ausbilden. Die Vorgehensweise zur Berechnung des Strömungsprofils wird von *Böhme* [BÖM00] erläutert. Die wichtigsten Schritte sollen an dieser Stelle kurz wiedergeben werden.

Abb. 4.22 zeigt das Geschwindigkeits- und Schubspannungsprofil einer voll ausgebildeten Rohrströmung. Wendet man den Impulssatz auf das in Abb. 4.22 dargestellte Fluidvolumen mit der Länge  $dx$  an, ist zu beachten, dass die ein- und austretenden Impulsströme gleich groß sind (Pulsation der Pumpe bleibt unberücksichtigt). Aus diesem Grund verschwindet die Summe aller Kräfte. Beim horizontalen Rohr können die Volumenkräfte vernachlässigt werden. Aus Abb. 4.22 kann somit hergeleitet werden

$$2\pi r dx \tau(r) = \pi r^2 [p(x+dx) - p(x)]$$

bzw. aufgelöst

$$\frac{2}{r} \tau(r) = \frac{dp(x)}{dx}. \quad (4.98)$$

Diese Beziehung kann nur dann an jeder Stelle  $r, x$  gelten, wenn beide Seiten der Gleichung (4.98) konstant sind. Somit ist der Druckabfall in  $x$ -Richtung konstant

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p}{l} \quad (4.99)$$

und der Schubspannungsverlauf  $\tau(r)$  ändert sich linear. Bei vorgegebenem Druckgefälle ist der Schubspannungsverlauf über den Querschnitt somit bekannt. Die maximale Schubspannung  $\tau_{Wa}$  tritt an der Rohrwand ( $r = R_i$ ) auf und kann durch Einsetzen von Gleichung (4.99) in Gleichung (4.98) berechnet werden mit

$$\tau_{Wa} = \frac{\Delta p R_i}{2l}. \quad (4.100)$$

Mit der Gleichung (4.100) geht nun Gleichung (4.98) über in

$$\tau(r) = -\tau_{Wa} \frac{r}{R_i}. \quad (4.101)$$

Der Zusammenhang zwischen  $\dot{\gamma}$  und  $\tau$  ist durch die Fließfunktion der Lacke aus Kapitel 3.2.4 gegeben. Das Geschwindigkeitsfeld  $w(r)$  ist durch die DGL

$$\frac{dw}{dr} = \dot{\gamma}(\tau) \quad (4.102)$$

definiert. Unter der Annahme, dass die Flüssigkeit an der Rohrwand ( $r = R_i$ ) haftet ( $w = 0$ ) ergibt sich die explizite Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung

$$w(r) = \frac{R_i}{\tau_{Wa}} \int_{\tau_{Wa} r/R_i}^{\tau_{Wa}} \dot{\gamma}(\tau) d\tau. \quad (4.103)$$

Das Geschwindigkeitsprofil kann nun durch Einsetzen des Potenzgesetzes, Gleichung (3.13) aus Kapitel 3.2.5, berechnet werden.

$$w(r) = \frac{R_i}{\tau_{Wa}} \int_{\tau_{Wa} r/R_i}^{\tau_{Wa}} \left( \frac{\tau}{K} \right)^{1/N} d\tau \quad (4.104)$$

Durch Auswerten der Gleichung (4.104) und nach Einführen der mittleren Geschwindigkeit

$$\bar{w} = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\pi R_i^2} \quad (4.105)$$

erhält man die aus der Literatur [BÖM00] bekannte Gleichung, die das Geschwindigkeitsprofil einer Ostwald/de Waele-Flüssigkeit beschreibt

$$\frac{w(r)}{\bar{w}} = \frac{1+3N}{1+N} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R_i} \right)^{(1+N)/N} \right]. \quad (4.106)$$

Für den Sonderfall einer newtonschen Flüssigkeit ( $N=1$ , vgl. Kapitel 3.2.5) geht Gleichung (4.106) über in den einfachen Zusammenhang

$$w(r) = 2\bar{w} \left[ 1 - \left( \frac{r}{R_i} \right)^2 \right]. \quad (4.107)$$

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit  $w_{\max}$  liegt in der Rohrmitte ( $r=0$ ) vor und ergibt sich durch Einsetzen in Gleichung (4.107) mit

$$w_{\max} = 2\bar{w}. \quad (4.108)$$

Im Falle einer laminaren Rohrströmung eines newtonschen Fluids ist die maximale Strömungsgeschwindigkeit  $w_{\max}$  in der Mitte des Rohres also doppelt so hoch, wie die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$ .

Abb. 4.23 zeigt das normierte Geschwindigkeitsprofil nach Gleichung (4.106) für zwei Lacke, Huber Group 877744 und Terraflex 11/104-30, im Vergleich zu einem newtonschen Fluid. Die beiden Lacke wurden ausgewählt, da ihr Fließverhalten nach Tab. 3.3 (Seite 49) am stärksten vom newtonschen Verhalten abweicht (erkennbar am Exponenten  $N \neq 1$ ).

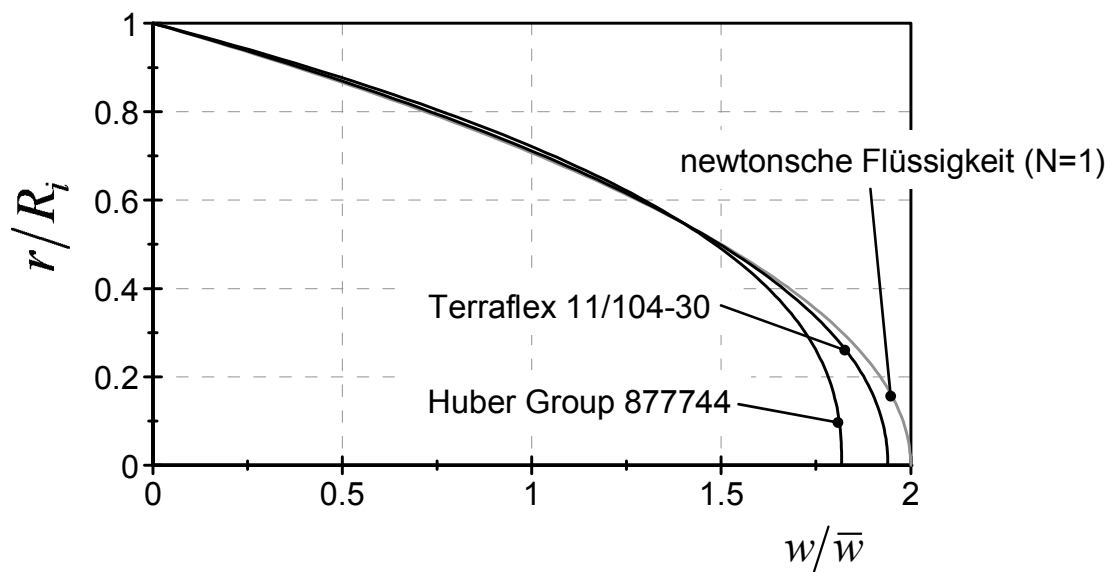


Abb. 4.23: Normiertes, berechnetes Geschwindigkeitsprofil über den Rohrradius des Huber Group 877744 Glanzlackes und des Terraflex 11/104-30 Mattlackes im Vergleich zu einer newtonschen Flüssigkeit

Aus Abb. 4.23 geht hervor, dass die maximale Strömungsgeschwindigkeit des Huber Group 877744 etwa  $w_{\max} = 1,82 \cdot \bar{w}$  beträgt. Ideale Kolben- oder Pfropfenströmung würde bei  $w_{\max} = 1 \cdot \bar{w}$  vorliegen.

Bei newtonschen Fluiden halbiert sich somit die Verweilzeit eines Fluidelementes in der Rohrmitte im Vergleich zur mittleren Verweilzeit. Für die Signalübertragung bedeutet das, dass die Antwort auf ein Störsignal am Eingang der Leitung  $\varrho_2$  schneller übertragen wird, als man bei der Betrachtung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit (Gleichung (4.97)) erwarten würde. In realen Systemen stellt sich somit eine Verweilzeitverteilung nach Abb. 4.21 (II) ein.

Eine weitere Einflussgröße auf die Strömungsform ist die Pulsation der Pumpe.

### 4.3.2 Einfluss der Pulsation auf die Verweilzeitverteilung

Bisher wurde davon ausgegangen, dass eine kontinuierliche und gleichmäßige Strömung vorliegt. Wie in Kapitel 4.1 erläutert, ist der Förderstrom einer Schlauchpumpe stets mehr oder weniger stark pulsierend. An einer modellhaften Betrachtung soll in diesem Abschnitt untersucht werden, inwiefern diese Pulsation das Strömungsprofil beeinflusst. Dazu werden einige Vereinfachungen angenommen. Die analytische Beschreibung einer pulsierenden Rohrströmung ist relativ komplex. Berücksichtigt man die Trägheitskräfte des periodisch beschleunigten und verzögerten Fluides können zusätzliche elastische Eigenschaften, z. B. der Rohrleitung, zu Schwingungen führen, die die Strömungsform sehr stark beeinflussen. Zum Thema Strömungsformen wurden bereits in anderen Arbeiten einige Untersuchungen durchgeführt (siehe z. B. [YAO04]). Ebenfalls ändert sich bei pulsierenden und oszillierenden Rohrströmungen die kritische Reynolds-Zahl [GRA79]. Dieser Umstand erschwert die analytische Betrachtung des Problems zusätzlich.

Schwingungen und Schwingungsdämpfungen in Rohrleitungssystemen sind ebenfalls Objekt zahlreicher Untersuchungen (siehe z. B. [HOF76], [NEU03]).

In dieser Arbeit soll eine einfache, qualitative Betrachtung, deren Übertragbarkeit in einem anschließenden Experiment gezeigt wird, ausreichen. Es wird davon ausgegangen, dass die Frequenz, mit der das System angeregt wird, weit unterhalb der Eigenfrequenz liegt. Am Prüfaufbau wird dies durch steife Rohrleitungen (Quarzglas) und niedrige Erregerfrequenzen sichergestellt.

Die Grundlage zu den Betrachtungen in diesem Abschnitt ist das Modell der laminaren Einlaufströmung. Strömt eine Flüssigkeit in eine Rohrleitung, bildet sich vom Einlauf her zunächst eine Grenzschicht aus, deren Dicke mit wachsender Lauflänge zunimmt. Eine vollständig laminare Strömung hat sich ausgebildet, wenn die Grenzschicht schließlich zusammenwächst. Die Länge bis zum Zusammenwachsen

der Grenzschichten nennt man hydraulische Einlauf­länge. Sie ist in Abb. 4.24 mit  $l_E$  bezeichnet (vgl. [SPU04]).

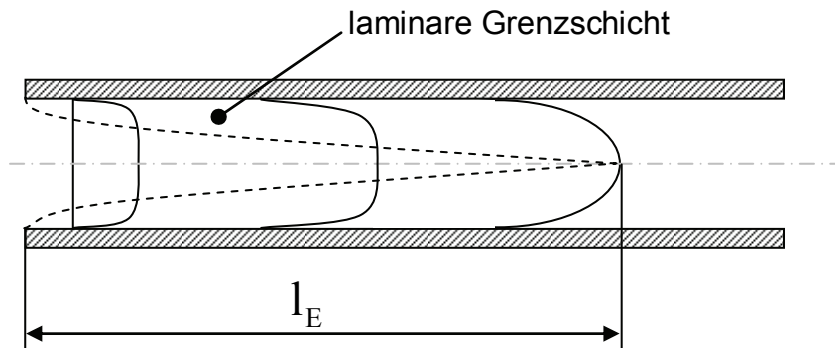


Abb. 4.24: hydraulische Einlauf­länge  $l_E$  für eine laminare Rohrströmung

Nach [SPU04] kann die hydraulische Einlauf­länge  $l_E$  mit folgender Gleichung abgeschätzt werden

$$l_E \approx \frac{\text{Re}}{16} R_{i,L} \quad (4.109)$$

Wobei es sich bei Gleichung (4.109) nach [SPU04] nur um eine grobe Schätzung handelt. 99% der Maximalgeschwindigkeit für newtonsche Fluide ist schließlich nach

$$\frac{l}{2 R_{i,L}} = 0,056 \text{Re} \quad (4.110)$$

erreicht.

Bei der Betrachtung des Einflusses der Pumpenpulsation auf die Verweilzeitverteilung wird nun davon ausgegangen, dass die Flüssigkeit im Rohr nach jeder Pulsation für einen kurzen Augenblick vollständig zur Ruhe kommt. Beim anschließenden Beschleunigen muss sich die laminare Strömung wieder neu ausbilden. Sicherlich ist diese Betrachtung nicht ganz korrekt, denn entgegen dem turbulenten Einlauf in ein Rohr, liegt zu Beginn der Beschleunigung keine, in irgendeiner Form, gestörte Rohrströmung vor. In der Realität wird sich wahrscheinlich schon nach einer kürzeren Einlauf­länge eine vollständig

laminare Strömung ausgebildet haben. Die Berechnung nach Gleichung (4.110) wird somit als konservativ betrachtet.

Die Länge der Einlaufstrecke wird nach Gleichung (4.109) abgeschätzt. Zur Berechnung der Reynoldszahl ( $Re = 2\bar{w}R_i/\nu$ ) wird die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  eingesetzt. Sie kann durch einsetzen der Drehzahl in Gleichung (4.1) und unter Annahme, eines kreisrunden Schlauches abgeschätzt werden. Aus den Geometriedaten der Leitung ( $R_{i,L} = 0,005\text{ m}$ ) ergibt sich damit eine mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  von etwa  $0,019\text{ m/s}$ .

Die kinematische Viskosität zur Berechnung der Reynoldszahl wird aus der dynamischen Viskosität und der Dichte nach Gleichung (3.2) berechnet.

Die abgeschätzten theoretischen hydraulischen Einlaufängen sind in Tab. 4.3 zusammengefasst.

Flüssigkeit	kin. Viskosität bei 35 °C [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]	hydraulische Einlaufänge $l_E$ nach Gleichung (4.109) [ $\text{m}$ ]
Wasser	$0,724 \cdot 10^{-6}$	0,82
Glycerinlösung	$16 \cdot 10^{-6}$	0,0037
Easycoat UV 2348	$92 \cdot 10^{-6}$	0,00062
Curelac UC 9201	$175 \cdot 10^{-6}$	0,000339

Tab. 4.3: Berechnete hydraulische Einlaufängen nach Gleichung (4.109) für verschiedene Flüssigkeiten. Stoffwerte für Wasser zur Berechnung der Reynoldszahl sind aus [GES06] entnommen

Die hydraulischen Einlaufängen in Tab. 4.3 geben an, nach welcher Strecke sich eine laminare Strömung nach Abb. 4.23 ausgebildet hat. Ist die Pulsation der Pumpe hochfrequent, d. h. es wird pro Puls nur wenig Volumen gefördert, kann es theoretisch vorkommen, dass sich im

zeitlichen Mittel kein parabelförmiges Strömungsprofil ausbildet (siehe Abb. 4.24). Das Strömungsprofil nähert sich wieder einer Kolbenströmung an. Damit nähert sich auch die Verweilzeitverteilung der Fluidelemente wieder einer idealen Sprungfunktion.

Welchen Einfluss die Strömungsform und Pulsation wirklich auf die Verweilzeitverteilung ausübt, zeigen die Experimente im nächsten Abschnitt.

### 4.3.3 Experimentelle Ermittlung der Übertragungsfunktion

Um den Einfluss der Pulsation und der Strömungsform auf die Verweilzeitverteilung verschiedener Flüssigkeiten experimentell zu untersuchen, wird der Prüfaufbau nach Abb. 4.25 verwendet.

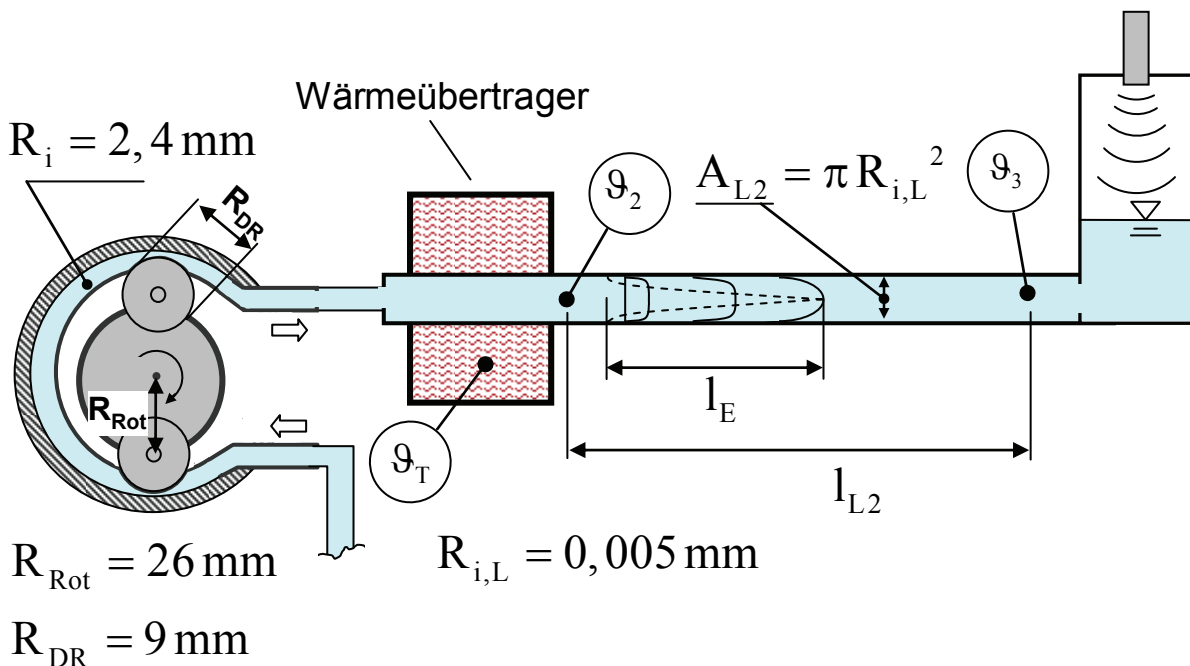


Abb. 4.25: Versuchsaufbau zu Messungen der Übertragungsfunktion der Leitung

Vor den Versuchen werden die Leitungen vollständig mit der zu untersuchenden Flüssigkeit gefüllt. Anschließend wird die Pumpe gestoppt und die Flüssigkeit im Wärmeübertrager erwärmt. Hat das

Wärmeträgermedium eine Temperatur von etwa 35 °C erreicht, wird die Pumpe wieder gestartet. Die erwärmte Flüssigkeit wird in Richtung des Temperatursensors  $\vartheta_2$  und  $\vartheta_3$  gefördert. Bei kontinuierlicher Rotation des Rotors wird zwischen jeder Pulsation, das zwischen den beiden Druckrollen eingeschlossene Volumen in die Leitung gedrückt. In erster Näherung gilt

$$V_{Puls} = (\pi R_i^2) \cdot \pi (R_{rot} + R_{DR}). \quad (4.111)$$

Die mittlere Wegstrecke  $l_{Puls}$ , die die Flüssigkeit zwischen jeder Pulsation zurücklegt, kann berechnet werden, indem  $V_{Puls}$  durch die Leitungsquerschnittsfläche dividiert wird

$$l_{Puls} = \frac{V_{Puls}}{A_{L2}}. \quad (4.112)$$

Die Abmessungen aus Abb. 4.25 in Gleichung (4.111) und (4.112) eingesetzt, ergibt für die mittlere Wegstrecke, die die Flüssigkeit pro Puls zurücklegt.

$$l_{Puls} \approx 0,025 \text{ m}.$$

Der Vergleich mit den abgeschätzten Werten für die hydraulischen Einlaufängen in Tab. 4.3 (Seite: 119) zeigt, dass  $l_{Puls}$  in diesem Fall wesentlich kleiner ist, als die Einlaufänge die sich für Wasser ergibt. Es kann also erwartet werden, dass sich bei Versuchen mit Wasser kein vollständig parabelförmiges, laminares Strömungsprofil ausbildet und das Geschwindigkeitsprofil in der Leitung eher einer Kolbenströmung entspricht.

Für die hydraulischen Einlaufänge der beiden Lacke (Tab. 4.3) ergibt sich der gegenteilige Fall. Aufgrund der relativ hohen Viskosität der Lacke ist die Einlaufänge so kurz, dass sich in jedem Fall eine laminare Rohrströmung ausbildet.

Die Einlaufänge der Glycerin-Lösung liegt in etwa im Bereich von  $l_{Puls}$ . Hier sollte ein Mischzustand der Strömungsarten vorliegen.

Während der Messung wird der Förderstrom  $\dot{V}_{gemessen}$  der Pumpe volumetrisch gemessen. Mithilfe des gemessenen Förderstroms werden die Signale der beiden Temperatursensoren normiert. Dazu wird für jede Messung die theoretische Totzeit  $T_t$  zwischen den beiden Temperatursignalen  $\varrho_2$  und  $\varrho_3$  unter der Annahme idealer Kolbenströmung nach folgender Gleichung (4.97) berechnet

$$T_t = \frac{A_{L2} \cdot l_{L2}}{\dot{V}_{gemessen}}.$$

Das Signal des Temperatursensors  $\varrho_3$  am Ende der Leitung wird in Abb. 4.26 normiert über  $T_t$  eingetragen.

Die Versuche wurden mit den in Tab. 4.3 aufgeführten Flüssigkeiten durchgeführt. Neben zwei Lacken wurden zum Vergleich Wasser und ein Glycerin/Wasser-Gemisch (newtonsche Fließeigenschaften) mit einer kinematischen Viskosität von  $16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  untersucht.

Der mittlere Förderstrom während der Messung liegt zwischen 1,4 – 1,6 ml/s. Der Radius der Leitung beträgt 5 mm (siehe Abb. 4.11). Die mittlere Temperatur des Fluides während der Messung beträgt etwa 35 °C.

Um den Einfluss der Pulsation auf die Strömungsform deutlicher hervorzuheben, wird bei den Versuchen mit Wasser und Glycerin die mittlere Wegstrecke  $l_{Puls}$  so klein wie möglich gehalten. Dazu wird ein Pumpenschlauch mit einem Innenradius von  $R_i = 2,4 \text{ mm}$  statt  $R_i = 4 \text{ mm}$  und einer Wandstärke von  $2,4 \text{ mm}$  eingesetzt.

Aufgrund der relativ großen Wandstärke des Schlauches im Vergleich zum Innendurchmesser ist dieser Schlauch steifer und daher zusätzlich unempfindlicher gegenüber saugseitigen Druckschwankungen. Die Viskosität der Flüssigkeit hat damit nur einen geringen Einfluss auf die Förderleistung der Pumpe.

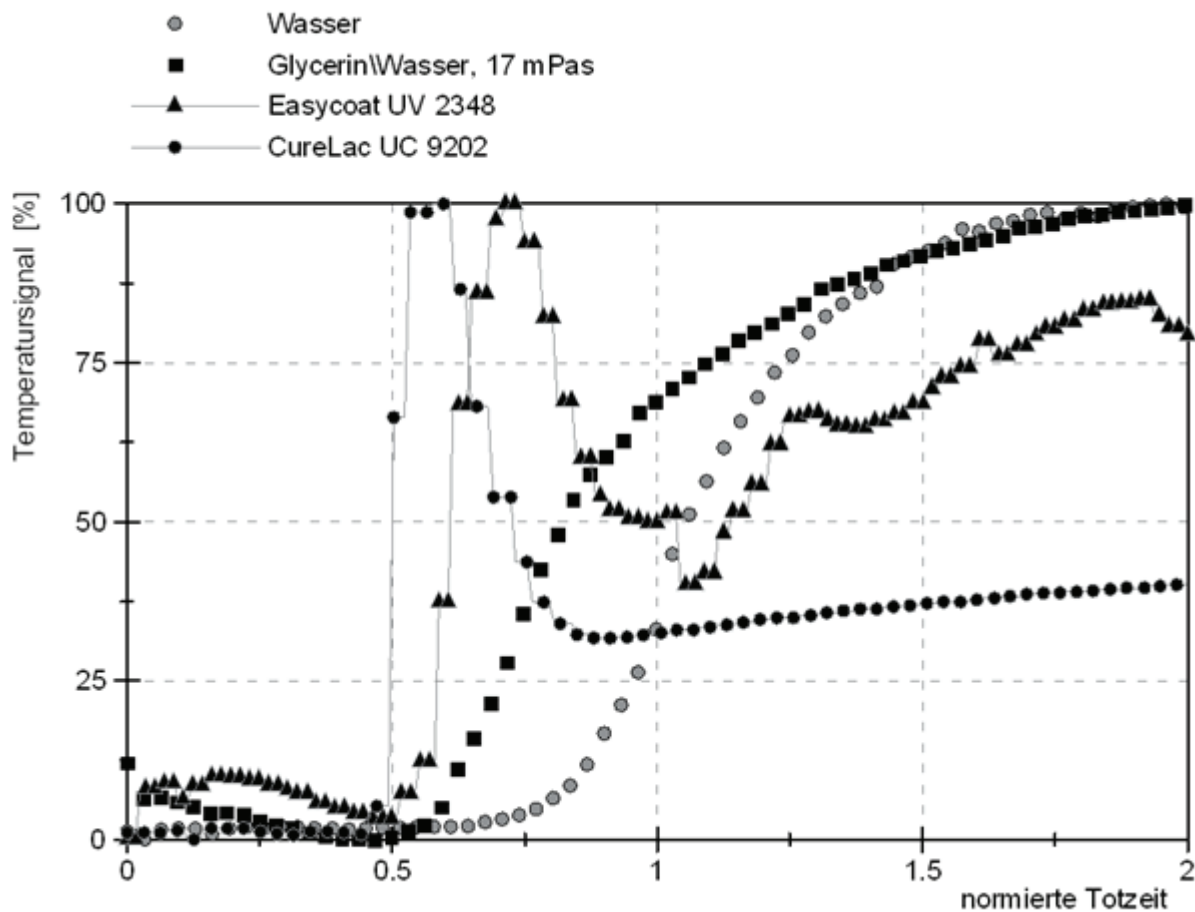


Abb. 4.26: Antwort der Leitung auf eine Sprungfunktion von etwa 30 °C auf etwa 38 °C. Zur Vergleichbarkeit sind die Signale normiert. Der Graph zeigt die Antwortkurven von vier Flüssigkeiten mit unterschiedlicher Viskosität.

An den Ergebnissen in Abb. 4.26 ist ein deutlicher Zusammenhang zwischen der Verweilzeitverteilung und der Viskosität der Flüssigkeit zu erkennen. Wie erwartet kann Wasser aufgrund der Pulsation keine vollständig laminare Strömung ausbilden. Es liegt annähernd Kolbenströmung vor. Dies ist am Anstieg des Temperatursignals nahe der normierten Totzeit = 1 erkennbar.

Die Pulsation zeigt den geringsten Effekt auf den Curelac UC 9202. Der Anstieg dieser Messkurve liegt nahezu exakt bei 0,5, was bedeutet, dass in diesem Fall trotz Pulsation im Wesentlichen laminare Strömung vorliegt ( $\bar{w} = w_{\max}/2$ ). Obwohl man nach den Werten für die hydraulische Einlaulänge in Tab. 4.3 einen ähnlich steilen Verlauf für den Easycoat UV 2348 Lack erwarten würde, steigt dessen Temperaturkurve

erst etwas später an. Die Ursache hierfür ist wahrscheinlich in dem sehr stark vereinfachten Modell in Kapitel 4.3.2 zu suchen.

#### 4.3.4 Übertragungsfunktion der Leitung

In den Untersuchungen des vorhergehenden Kapitels wurde festgestellt, dass die Verweilzeit der Flüssigkeit in der Leitung und damit die Totzeit zwischen den beiden Temperatursignalen von verschiedenen Parametern abhängt. Es ist zwar möglich das Übertragungsverhalten als Totzeitglied

$$G(s) = e^{-T_t s} \quad (4.113)$$

zu beschreiben. Allerdings kann  $T_t$  nicht einfach nach Gleichung (4.97)

$$T_t = \frac{l_{L2}}{\bar{w}},$$

also allein über die mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$ , berechnet werden. Die Übertragung des Temperatursignals vom Eingang bis zum Ausgang der Leitung erfolgt aufgrund des parabelförmigen Strömungsprofils schneller als man nach Gleichung (4.97) erwarten würde. Im Falle einer voll ausgebildeten laminaren Rohrströmung eines newtonschen Fluides und unter Vernachlässigung aller axialen und radialen Wärmetransporte erfolgt die Übertragung des Temperatursignals doppelt so schnell (Curelac UC 9202)

$$T_{t,\text{laminar}} = 0,5 \cdot \frac{l_{L2}}{\bar{w}}. \quad (4.114)$$

Des weiteren wurde bereits in Abb. 4.21 qualitativ dargestellt, dass sich bei einer laminaren Rohrströmung keine definierte Verweilzeit, sondern vielmehr eine Verweilzeitverteilung einstellt. Nach den Erkenntnissen aus Abb. 4.26 befindet sich die tatsächliche Totzeit bei Lacken im folgenden Intervall

$$0,5 \frac{l_{L2}}{\bar{w}} \leq T_{t,\text{Lack}} \leq 0,7 \frac{l_{L2}}{\bar{w}}$$

Die Beschreibung der Übertragungsfunktion der Leitung mittels Gleichung (4.113) vernachlässigt die Verweilzeitverteilung, also dass nicht alle Teilchen die zum Zeitpunkt  $t$  in die Leitung eintreten, diese auch gleichzeitig nach der Zeit  $T_t$  wieder verlassen. In Abb. 4.26 zeigen besonders die Kurven von Wasser und Glycerin einen eher sanften Anstieg.

Da in dieser Arbeit nur die Übertragungsfunktion für Lacke betrachtet wird, wird wegen des steilen Anstiegs der Antwortkurve die Leitung als reines Totzeitglied betrachtet.

#### 4.4 Modell des gesamten Systems

Bisher wurden die Teilsysteme Pumpe, Wärmeübertrager und Leitung getrennt voneinander betrachtet. Um aus dem Phasengang des Systems den Volumenstrom und die Viskosität des Lackes berechnen zu können, müssen die Teilsysteme als Gesamtsystem betrachtet werden. Die Einzelsysteme sind wie in Abb. 4.27 dargestellt zu einem Gesamtsystem gekoppelt. Das Ausgangssignal eines Teilsystems wirkt als Eingangssignal des nächsten Systems. Als „freie“ Eingangsgrößen bleiben die Temperatur im Wärmeträgermedium  $\vartheta_T$  sowie die Pumpendrehzahl  $n$  und der Druck  $p_e$  vor der Pumpe übrig. Die Temperatur des Wärmeträgers  $\vartheta_T$  kann über die Heiz- bzw. Kühlleistung gesteuert werden. Die Pumpendrehzahl wird über die Steuerspannung gesteuert. Der Druck  $p_e$  ist nach Gleichung (4.5) abhängig vom Volumenstrom, der Geometrie der Leitung vor der Pumpe und der Viskosität des Fluides.

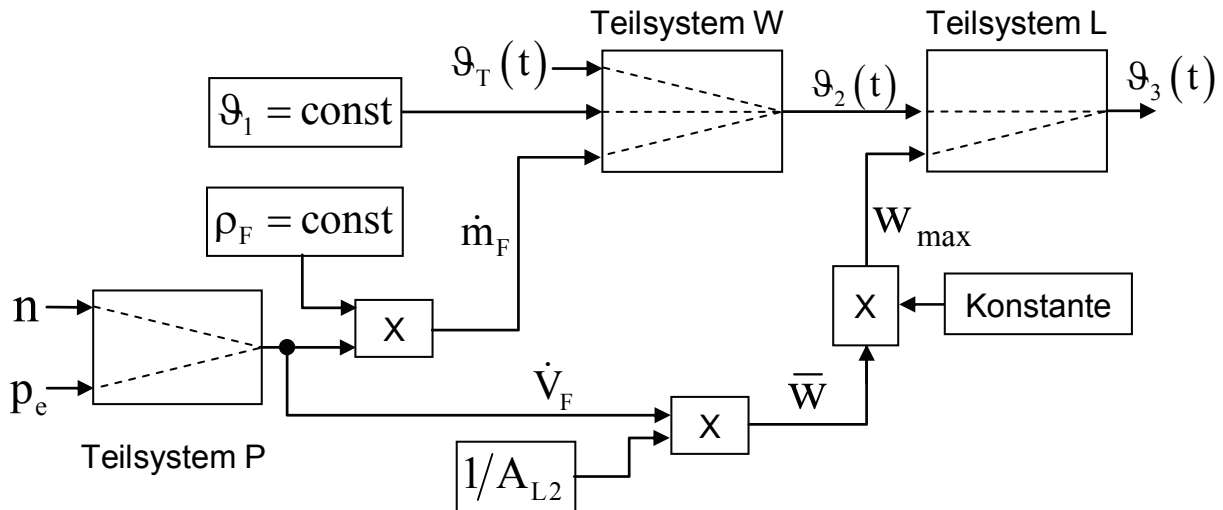


Abb. 4.27: Simulationsmodell des gesamten Systems, bestehend aus Pumpe (Teilsystem P), Wärmeübertrager (Teilsystem W) und Leitung (Teilsystem L)

Die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems ergibt sich somit aus der Multiplikation der Teilsysteme.

## 5 Berechnung des Volumenstroms und der Viskosität

Bisher wurden in dieser Arbeit zwei Themen behandelt. Im dritten Kapitel wurden unterschiedliche Lacke hinsichtlich ihrer Stoffeigenschaften charakterisiert. Die gewonnenen Ergebnisse dienen im vierten Kapitel dazu, das frequenzabhängige Übertragungsverhalten eines technischen Systems, bestehend aus Pumpe, Wärmeübertrager und Leitung zu beschreiben. Es wurde gezeigt, dass die Stoffwerte der Lacke, die Übertragungsfunktion der Systeme beeinflussen.

In diesem Kapitel sollen nun die Erkenntnisse aus den beiden vorangehenden Kapiteln zu einer Methode zusammengeführt werden, die es erlaubt, aus dem frequenzabhängigen Übertragungsverhalten des gesamten Systems, den Volumenstrom an Lack zu bestimmen. Änderungen des Volumenstroms werden auf Viskositätsänderungen des Lackes zurückgeführt.

### 5.1 Prinzipielle Vorgehensweise

Abb. 5.1 zeigt das Schema der Methode die zur Berechnung des Volumenstroms und der Viskosität eines Beschichtungsfluides angewendet wird. Der physikalische Aufbau der Anlage entspricht im Prinzip der in Kapitel 2.3.4 beschriebenen Anlage zur Lacktemperierung. Das Funktionsprinzip wurde bereits in Abb. 2.8 (Seite 24) und Abb. 2.9 (Seite 26) dargestellt und erläutert. Lediglich der Temperatursensor  $\vartheta_2$  am Ausgang des Wärmeübertragers wird an dieser Stelle nicht mehr benötigt und entfällt. Die geometrischen Abmessungen des Versuchsaufbaus sind bekannt und entsprechen den Angaben im Kapitel 4.

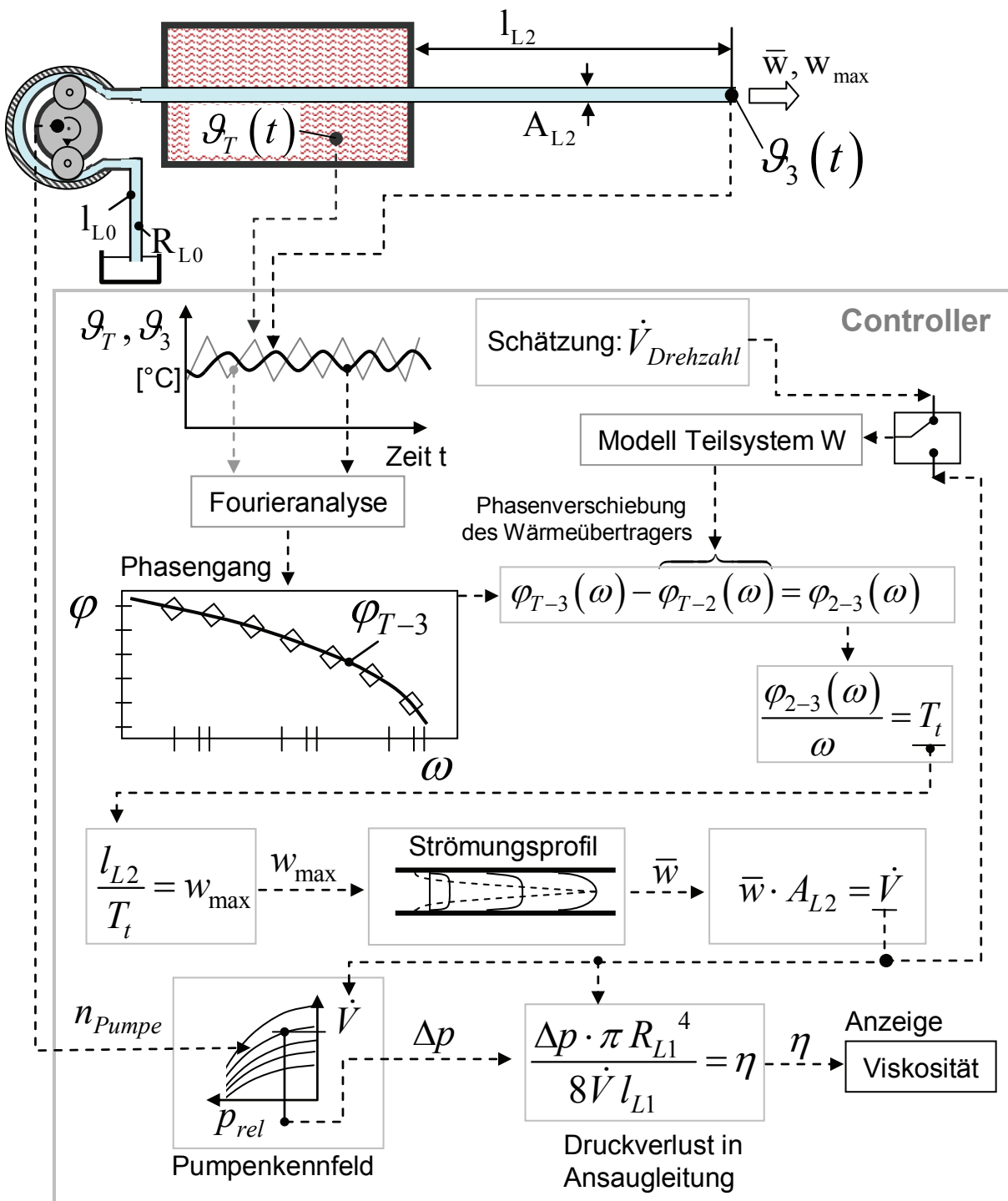


Abb. 5.1: Methode zur Ermittlung des Volumenstroms und zur Berechnung der Viskosität. Der Temperaturverlauf im Wärmeträgermedium  $\vartheta_T$ , der Temperaturverlauf am Ausgang der Leitung  $\vartheta_3$  sowie die Drehzahl der Pumpe  $n_{Pumpe}$  werden als Eingangssignale ausgewertet.

Der Ablauf der Methode ist wie folgt. Grundsätzlich muss die Schlauchpumpe mit gleichmäßiger Drehzahl Lack durch das System fördern. Die Drehzahl  $n_{Pumpe}$  der Pumpe wird gemessen.

Im Wärmeübertrager wird dem Lack ein Temperatursignal  $\mathcal{G}_T(t)$  aufgeprägt. Am Ende der Leitung  $l_{L2}$  erfasst ein weiterer Sensor die Temperatur des Lacks  $\mathcal{G}_3(t)$ . In diesem Temperatursignal  $\mathcal{G}_3(t)$  ist das aufgeprägte Signal  $\mathcal{G}_T(t)$  in gedämpfter Form noch enthalten. Abhängig von der Verweilzeit des Fluides in der Leitung, weist das gedämpfte Ausgangssignal  $\mathcal{G}_3(t)$  zusätzlich eine mehr oder weniger große Phasendifferenz zum Eingangssignal  $\mathcal{G}_T(t)$  auf.

Diese Phasendifferenz wird dazu genutzt, den Volumenstrom durch das System zu bestimmen. Dazu werden die Zeitsignale  $\mathcal{G}_T(t)$  und  $\mathcal{G}_3(t)$  mittels Fourieranalyse in ein Amplituden- und ein Phasenspektrum zerlegt (vgl. Abb. 4.18 Seite 107). Aus dem Amplitudenspektrum werden keine Informationen gewonnen. Zur Berechnung der Viskosität wird lediglich das Phasenspektrum verwendet.

Das ermittelte Phasenspektrum stellt die Phasendifferenz  $\varphi_{T-3}$  des gesamten Systems in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz  $\omega$  dar. Zur Berechnung der Viskosität wird jedoch nur die Phasendifferenz  $\varphi_{2-3}$  der Leitung benötigt. Aus diesem Grund wird im nächsten Schritt nach Abb. 5.1 der Anteil des Wärmeübertragers (vgl. Kapitel 4.2.3, Seite 93 ff.) an der gesamten Phasendifferenz  $\varphi_{T-3}$  subtrahiert. Die Phasendifferenz des Wärmeübertragers wird mithilfe des mathematischen Modells aus Kapitel 4.2 berechnet. Der dazu benötigte Volumenstrom wird im ersten Iterationsschritt aus der Pumpendrehzahl und dem Pumpenkennfeld unter der Annahme, dass keine Strömungsverluste in der Saugleitung auftreten, geschätzt.

In darauffolgenden Schritten wird durch einige Rechenoperationen die maximale Strömungsgeschwindigkeit  $w_{\max}$  berechnet. Im Kapitel 4.3.3 (Seite 120 ff.) wurde der Zusammenhang zwischen der maximalen Strömungsgeschwindigkeit  $w_{\max}$  und der mittleren Strömungsgeschwin-

digkeit  $\bar{w}$  für einige Flüssigkeiten experimentell bestimmt. Auf Basis dieser Ergebnisse wird ein Verhältnis zwischen  $w_{\max}$  und  $\bar{w}$  angenommen mit dem die mittlere Strömungsgeschwindigkeit näherungsweise berechnet werden kann. Aus dieser und dem Leitungsquerschnitt wird anschließend der Volumenstrom  $\dot{V}$  berechnet.

Dieser Volumenstrom wird in einer Iterationsschleife mit dem anfänglich geschätzten Wert des Volumenstroms verglichen. Übersteigt die Abweichung eine vorher festgelegte Toleranz, wird die Berechnung der Phasenverschiebung mit dem neuen Volumenstrom wiederholt.

Aus der Betrachtung der Schlauchpumpe (vgl. Kapitel 4.1) ging hervor, dass der Förderstrom bei gleichbleibender Pumpendrehzahl mit zunehmendem Strömungswiderstand der Saugleitung abnimmt. Dieser Zusammenhang wurde im Kapitel 4.1.2 messtechnisch erfasst und ist in einem Pumpenkennfeld hinterlegt. Aus diesem Kennfeld kann nun mit der gemessenen Pumpendrehzahl und dem berechneten Volumenstrom der Strömungswiderstand der Saugleitung ermittelt werden.

Bei bekannter Geometrie der Saugleitung ( $l_{L0}$  und  $R_{L0}$ ) und unter Vernachlässigung der Ansaughöhe und des Venturi-Effektes hängt der Druck vor der Pumpe nur noch von der Viskosität des Fluides ab. Diese kann nunmehr im letzten Schritt nach Abb. 5.1 mittels der Gleichung für eine Hagen-Poiseuille-Strömung berechnet werden.

Zur Veranschaulichung und zur Verifikation<sup>13</sup> dieser Methode wird im nächsten Abschnitt dieser Arbeit der Volumenstrom und die Viskosität zweier Lacke exemplarisch bestimmt.

## 5.2 Anwendung der Methode an zwei Beispielen

Anhand der beiden UV-Lacke Easycoat UV 2348 und Curelac UC 9201 wird in diesem Abschnitt die in Abb. 5.1 dargestellte Methode verifiziert.

---

<sup>13</sup> Eine Verifizierung bedeutet, dass die Anforderungen an ein Modell für die Aussage, die es treffen soll, anwendbar sind. Verifikation kommt aus dem Lateinischen von „veritas“, also von der Wahrheit [APP00], [REN08].

Die beiden Lacke wurden ausgewählt, da sich ihre Viskositäten am stärksten unterscheiden (vgl. Kapitel 3.2.6, Seite 50 ff.) und sich die Methode aus diesem Grund gut demonstrieren lässt.

Für die Versuche wird der in Kapitel 4.2.4 beschriebene Versuchsaufbau verwendet. Lack-Vorratsbehälter und Pumpe sind auf einer Höhe angeordnet. Die Druckverluste in der Saugleitung können somit hauptsächlich auf die rheologischen Eigenschaften des Lackes zurückgeführt werden.

Während eines Versuches fördert die Schlauchpumpe<sup>14</sup> mit einer konstanten Drehzahl von 14,8 U/min den jeweiligen Lack durch das System. Die Kontrollmessung des Volumenstromes mittels Ultraschallsensor (vgl. Abb. 2.8, Seite 24) ergab bei dieser Drehzahl für den Easycoat UV 2348 einen Volumenstrom  $\dot{V}_{ref, Easycoat}$  von 1,45 ml/s und für den Curelac UC 9201 einen Volumenstrom  $\dot{V}_{ref, Curelac}$  von 0,95 ml/s.

Die Länge der Saugleitung  $l_{L0}$  beträgt 370 mm und hat einen Radius von  $R_{L0} = 2 \text{ mm}$ . Das Rohr im Wärmeübertrager hat eine Länge  $l_{L1}$  von 300 mm und einen Innenradius  $R_{i,L1}$  von 4 mm. Die Leitungslänge  $l_{L2}$  nach dem Wärmeübertrager beträgt 1100 mm und hat einen Innenradius  $R_{i,L2}$  von 5 mm. Daraus ergeben sich die Querschnittsflächen von

$$A_{L1} = \pi \cdot R_{i,L1}^2 = 5,02 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

und

$$A_{L2} = \pi \cdot R_{i,L2}^2 = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2.$$

Aus den Querschnittsflächen und dem gemessenen Volumenstrom kann für jeden der beiden Lacke die tatsächliche, mittlere Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}_{gemessen}$  im Wärmeübertrager und in der Leitung  $l_{L2}$  berechnet werden.

$$\dot{V} = \bar{w}_L \cdot A_L. \quad (5.1)$$

---

<sup>14</sup> Watson Marlow 520U Schlauchpumpe mit zwei Quetschrollen und Marprene-Schlauch mit 8 mm Innendurchmesser und 1,6 mm Wandstärke

Die berechneten Strömungsgeschwindigkeiten sind in Tab. 5.1 aufgeführt.

Lacksorte	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	
	$\bar{w}_{L1, \text{Messung}}$	$\bar{w}_{L2, \text{Messung}}$
Easycoat UV 2348	0,029 m/s	0,018 m/s
CureLac UC 9201	0,019 m/s	0,012 m/s

Tab. 5.1: Aus der volumetrischen Kontrollmessung des Volumenstromes und dem Querschnitt der Leitung berechnete, mittlere Strömungsgeschwindigkeiten in der Leitung nach dem Wärmeübertrager

Die Temperatur im Wärmeträgermedium wird mit einem Zweipunktregler auf  $35\text{ °C} \pm 3\text{ °C}$  geregelt. Der Zweipunktregler erzeugt ein sägezahnförmiges Temperatursignal, das gleichzeitig als Eingangssignal  $\vartheta_T(t)$  dient (vgl. Abb. 5.2). Am Ende der Leitung  $l_{L2}$  erfasst ein zweiter Temperatursensor das vom System übertragene Temperatursignal  $\vartheta_3(t)$ . Die Lacktemperatur vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager beträgt  $28\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ .

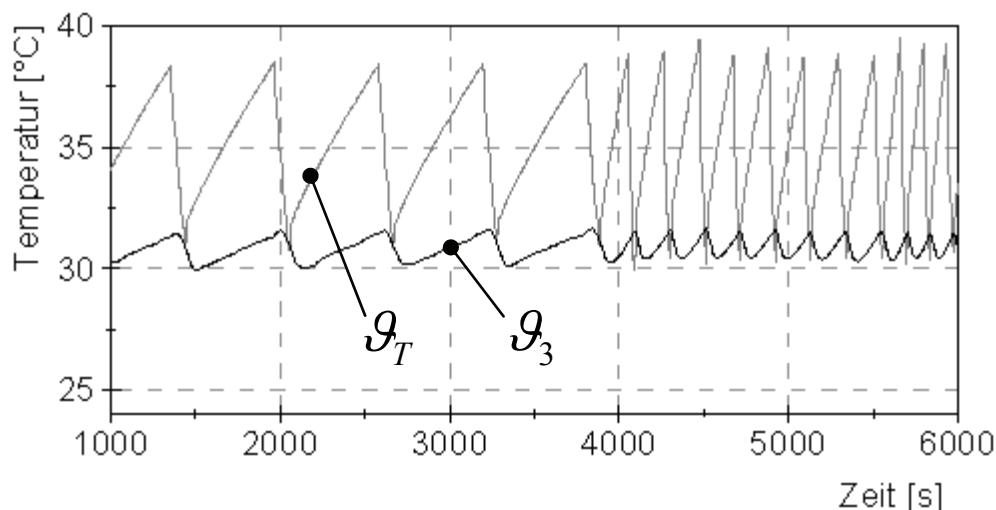


Abb. 5.2: Ausschnitt aus dem Temperaturverlauf im Wärmeträgermedium  $\vartheta_T(t)$  und am Ende der Leitung  $\vartheta_3(t)$ . Durch eine unterschiedliche Ansteuerung von Heizung und Kühlung können Signale mit verschiedenen Grundfrequenzen erzeugt werden.

Aus den Zeitsignalen  $\vartheta_T(t)$  und  $\vartheta_3(t)$  in Abb. 5.2 wird mithilfe der Fouriertransformation jeweils ein Amplituden- und ein Phasenspektrum erzeugt. Aus den beiden Amplitudenspektren wird der Amplitudengang und aus den beiden Phasenspektren  $\varphi_T(\omega)$  und  $\varphi_3(\omega)$  wird der Phasengang  $\varphi_{T-3}(\omega)$  ermittelt.

In Abb. 5.3 sind der Amplituden (oben)- und der Phasengang (unten) mit logarithmischer Abszisse für beide Lacke dargestellt. Am Amplitudengang sind die beiden Lacke nicht zu unterscheiden. Am Amplitudengang ist lediglich, durch den Abfall der Punkte bei höheren Frequenzen, die Tiefpasscharakteristik des Systems erkennbar.

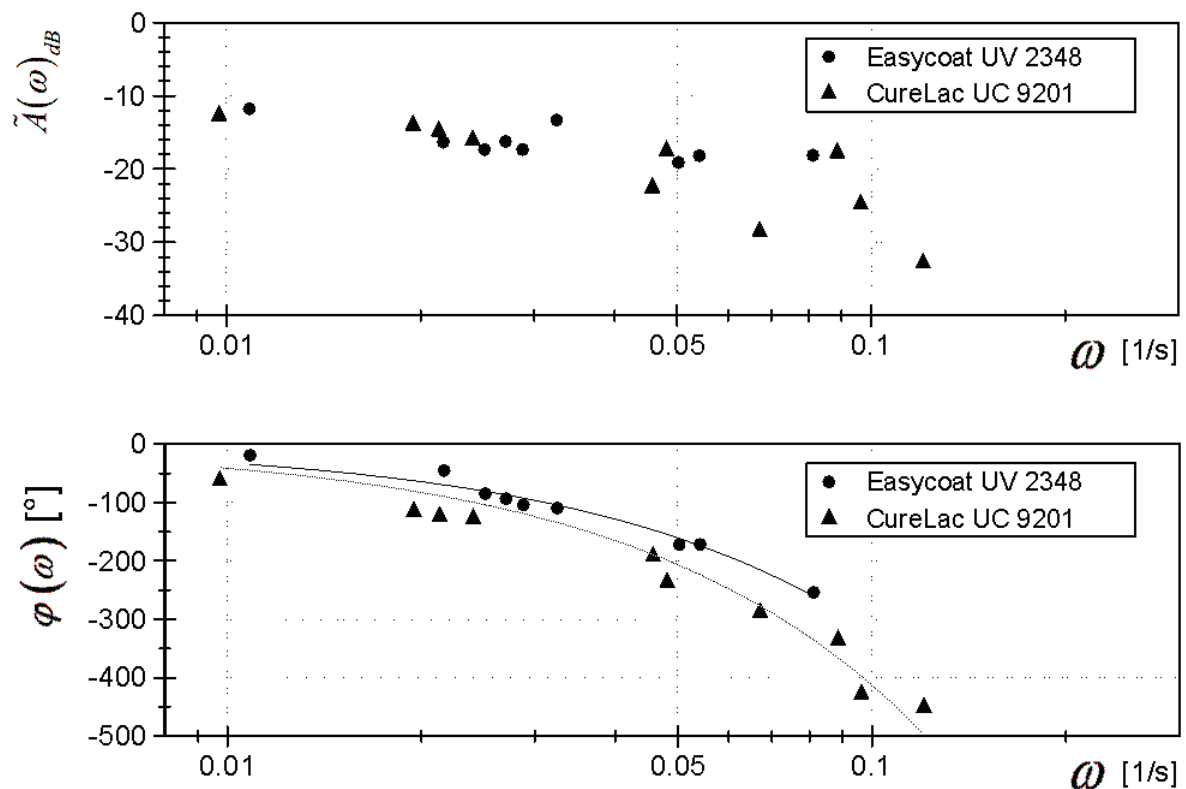


Abb. 5.3: Bode-Diagramm zweier UV-Lacke mit unterschiedlicher Viskosität. Die Punkte im Phasenverlauf  $\varphi(\omega)$  sind mit einer linearen Ansatzfunktion approximiert.

Der Unterschied der beiden Messungen zeigt sich jedoch im Phasengang. Die Punkte der Phasendifferenz aus Abb. 5.3 werden zunächst mit einer linearen Ansatzfunktion

$$\varphi_{T-3} = a + b_{T-3} \cdot \omega \quad (5.2)$$

approximiert. Man erkennt an den Koeffizienten der Approximation in Tab. 5.2, dass der Phasengang des CureLac UC 9201 stärker abfällt, als der Phasengang des Easycoat UV 2348.

Diese approximierten Gerade wird als Phasenkennlinie bezeichnet. Bei der Approximation ist zu beachten, dass die Phasenverschiebung bei unendlich niedriger Frequenz zu null werden muss, es gilt daher  $\varphi_{T-3} = 0$  bei  $\omega = 0$ , d. h., für den Achsenabschnitt in Gleichung (5.2) gilt  $a = 0$ . Die Steigungen  $b_{T-3}$  sind für beide Lacke in Tab. 5.2 zusammengefasst. Die Approximation erfolgte durch die Software DIAdem [NAT08a] der Fa. National Instruments.

Lacksorte	Achsenabschnitt a	Steigung $b_{T-3}$	Bestimmtheitsmaß
Easycoat UV 2348	0	-3210	0,9706
CureLac UC 9201	0	-4127	0,9438

Tab. 5.2: Ergebnisse der Regressionsanalyse der Phasendifferenz

Die approximierten Phasenkennlinien sind in Abb. 5.4 noch einmal auf einer linearen Abszisse aufgetragen.

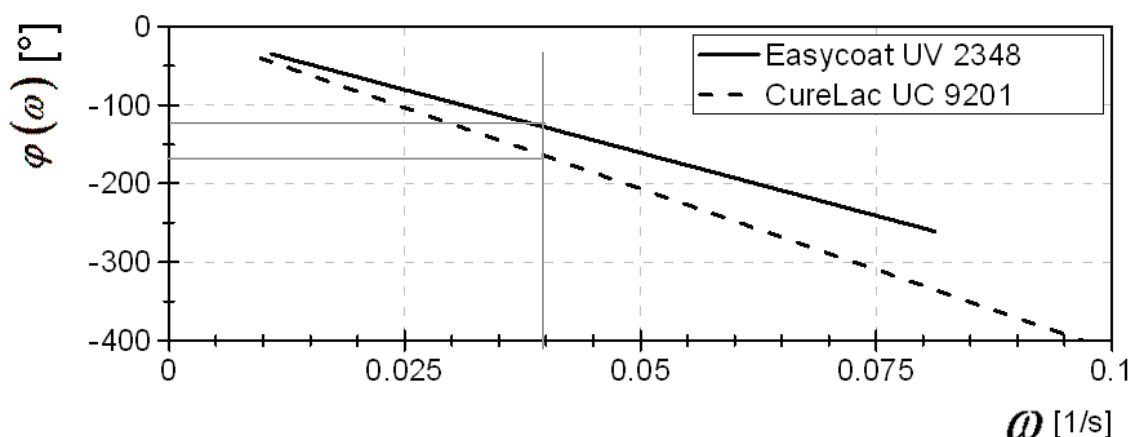


Abb. 5.4: Darstellung der beiden approximierten Phasengänge zwischen den Signalen der Temperatursensoren  $\vartheta_T$  und  $\vartheta_3$  auf linearer Abszisse

Zur Berechnung des Volumenstromes wird lediglich die Phasendifferenz, die durch die Leitung  $l_{L2}$  verursacht wird, benötigt. Der nächste Schritt ist demnach die Korrektur des Phasenganges des gesamten Systems aus Abb. 5.4 um die Phasendifferenz, die durch den Wärmeübertrager verursacht wird. Diese Korrektur erfolgt durch Subtraktion der berechneten Steigung der Phasenkennlinie des Wärmeübertragers  $b_{T-2}$  (vgl. Kapitel 4.2) von der Steigung der Phasenkennlinie des gesamten Systems

$$b_{2-3} = b_{T-3} - b_{T-2}. \quad (5.3)$$

Die Phasendifferenz des Wärmeübertragers ist an dieser Stelle jedoch noch unbekannt. Im Kapitel 4.2.3 (Seite 93 ff.) wurde mittels Simulation gezeigt, dass die Phasendifferenz hauptsächlich von der Strömungsgeschwindigkeit und nur im geringen Maße von den Stoffwerten des Lackes abhängt. Ebenfalls wurde gezeigt, dass die simulierte Phasendifferenz mit sehr guter Übereinstimmung mit einer linearen Ansatzfunktion approximiert werden kann.

Ohne Strömungsverluste in der Saugleitung fördert die Schlauchpumpe bei einer Drehzahl von 14,8 U/min etwa 2,5 ml/s (vgl. Abb. 4.7, Seite 76). Das entspricht einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit im Wärmeübertrager von

$$\bar{w}_{L1} = \frac{\dot{V}}{A_{L1}} = \frac{2,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}}{(\pi \cdot 0,004^2 \text{ m}^2)} \approx 0,05 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Für diese Strömungsgeschwindigkeit wurde die Steigung der Phasenkennlinie des Wärmeübertragers bereits im Kapitel 4.2.3 für zwei Lacke berechnet und durch eine lineare Ansatzfunktion approximiert. Diese Steigungen  $b_{T-2}$  können aus Tab. 4.1 auf Seite 105 entnommen werden. In Tab. 4.1 (Seite 105) sind die beiden Lacke mit der höchsten und niedrigsten Steigung aufgeführt. Der Phasengang des Easycoat UV 2348 und des CureLac UC 9201 muss also zwischen den Werten aus Tab. 4.1 liegen. Eine genauere Steigung kann ohne die Kenntnis der Stoffeigenschaften nicht ermittelt werden. Es wird daher einfach der Mittelwert der in Tab. 4.1 aufgeführten Werte berechnet

$$b_{T-2,mittel} = \frac{-(415,7 + 449)}{2} \approx -432.$$

Mit diesem Mittelwert kann nun die Phasendifferenz des gesamten Systems nach Gleichung (5.3) korrigiert werden. Somit ergeben sich die, in Tab. 5.3 zusammengefassten Werte.

Lacksorte	Steigung: $b_{T-3} + b_{T-2,mittel} = b_{2-3}$
Easycoat UV 2348	$-3210 - (-432) = -2778$
CureLac UC 9201	$-4127 - (-432) = -3695$

Tab. 5.3: Berechnung der korrigierten Steigungen

Die Phasendifferenz  $\varphi_{2-3}$  der Leitung wird nun aus der korrigierten Steigung  $b_{2-3}$  berechnet

$$\varphi_{2-3} = b_{2-3} \cdot \omega. \quad (5.4)$$

Die Periodendauer einer Schwingung bei einer Kreisfrequenz  $\omega$  ist definiert mit

$$\left(\frac{2\pi}{\omega}\right) = T \quad [s]. \quad (5.5)$$

Aus Gleichung (5.4) und (5.5) kann nun die Transport- oder Totzeit des Temperatursignals vom Eingang bis zum Ausgang der Leitung berechnet werden (vgl. Abb. 5.1).

$$\frac{\varphi_{2-3} [^\circ] \cdot T [s]}{360 [^\circ]} = \frac{(b_{2-3} \cdot \omega) \cdot \left(\frac{2\pi}{\omega}\right)}{360} = T_t \quad (5.6)$$

Durch Kürzen kann die Kreisfrequenz  $\omega$  aus Gleichung (5.6) eliminiert werden. Für die beiden Lacke im Beispiel ergeben sich somit in Tab. 5.4 aufgeführten Totzeiten.

Lacksorte	Totzeit $T_t$ nach Gleichung (5.6)
Easycoat UV 2348	48 s
CureLac UC 9201	64 s

Tab. 5.4: Berechnete Totzeit der beiden Lacke

Im Kapitel 4.3 wurde festgestellt, dass die Signalübertragung zwischen dem Ein- und Ausgang der Leitung von der maximalen, und nicht von der mittleren Strömungsgeschwindigkeit, abhängt.

$$w_{\max} = \frac{l_{L2}}{T_t} \quad (5.7)$$

Der Volumenstrom  $\dot{V}$ , der in diesem Fall von eigentlichem Interesse ist, wird allerdings aus der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  und dem Leitungsquerschnitt  $A_{L2}$  berechnet

$$\dot{V} = \bar{w} \cdot A_{L2} \cdot \quad (5.8)$$

Um also fortfahren zu können, muss im nächsten Schritt erst einmal der Zusammenhang zwischen mittlerer und maximaler Strömungsgeschwindigkeit ermittelt werden. Zum derzeitigen Stand ist lediglich bekannt, dass Lack durch das System gefördert wird. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass die Bedingung  $l_E \ll l_{Puls}$  (vgl. Kapitel 4.3) erfüllt ist, d. h. es liegt überwiegend laminare Strömung vor. Der Zusammenhang zwischen mittlerer und maximaler Strömungsgeschwindigkeit wird daher mit

$$\bar{w} = 0,6 w_{\max} \quad (5.9)$$

angenommen (vgl. Abb. 4.26, Seite 123 und Kapitel 4.3.4).

Durch Einsetzen der Gleichung (5.9) in Gleichung (5.7) gewinnt man nun den Zusammenhang zwischen Totzeit und mittlerer Strömungsgeschwindigkeit

$$\bar{w} = 0,6 \frac{l_{L2}}{T_i} \quad (5.10)$$

Zur Berechnung des Volumenstroms wird Gleichung (5.10) in Gleichung (5.8) eingesetzt

$$\dot{V} = 0,6 \frac{l_{L2}}{T_i} \cdot A_{L2} \quad (5.11)$$

Mit der Querschnittsfläche der Leitung

$$A_{L2} = \pi \cdot R_{i,L2}^2 \quad (5.12)$$

und den Werten für  $T_i$  aus Tab. 5.4 ergeben sich die in Tab. 5.5 zusammengefassten Werte der Volumenströme.

Lacksorte	berechneter Volumenstrom nach Gleichung (5.11)	Volumenstrom gemessen, $\dot{V}_{ref}$
Easycoat UV 2348	1,08 ml/s	1,41 ml/s
CureLac UC 9201	0,81 ml/s	0,95 ml/s

Tab. 5.5: Vergleich zwischen dem volumetrisch gemessenen Volumenstrom mittels Ultraschallsensor und berechnetem Volumenstrom

Anfänglich wurde zur Berechnung des Phasenganges des Wärmeübertragers von einem Volumenstrom von 2,5 ml/s ausgegangen. Der tatsächliche Volumenstrom liegt jedoch nach den Ergebnissen in Tab. 5.5 im Bereich um etwa 1 ml/s Sekunden. Damit weicht im ersten Iterationsschritt der berechnete Volumenstrom relativ stark vom Gemessenen ab. In einem zweiten Iterationsschritt wird daher die Berechnung des Phasenganges wiederholt. Diesmal mit dem Volumenstrom aus Tab. 5.5.

Die Berechnung des Phasenverlaufs erfolgt nach der im Kapitel 4.2.3 beschriebenen Vorgehensweise. Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Wärmeübertrager bei einem Volumenstrom von 1 ml/s beträgt in etwa

$$\bar{w} = \frac{\dot{V}}{A_{L1}} = \frac{1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}}{(\pi \cdot 0,004^2 \text{ m}^2)} \approx 0,02 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Die Steigung der Phasenkenlinie bei dieser Strömungsgeschwindigkeit kann ebenfalls aus Tab. 4.1 auf Seite 105 entnommen werden. Gemittelt ergibt sich ein Wert für die Steigung von  $b_{T-2,neu} = -695$ . Die Korrektur der Phasendifferenz der Leitung ergibt im zweiten Iterationsschritt die in Tab. 5.6 aufgeführten Werte.

Lacksorte	Steigung: $b_{T-3} + b_{T-2,neu} = b_{2-3}$
Easycoat UV 2348	$-3210 - (-695) = -2515$
CureLac UC 9201	$-4127 - (-695) = -3432$

Tab. 5.6: Korrigierte Steigung der Phasendifferenz der Leitung, zweiter Iterationsschritt.

Nach Gleichung (5.6) und (5.11) kann nun ein weiteres Mal der Volumenstrom berechnet werden. Die Ergebnisse sind in Tab. 5.7 zusammengefasst. Durch den iterativen Prozess nähert sich demnach der berechnete Volumenstrom dem tatsächlich gemessenen Volumenstrom an.

Lacksorte	neu berechneter Volumenstrom nach Gleichung (5.11), $\dot{V}_{berechnet}$	Volumenstrom gemessen, $\dot{V}_{ref}$
Easycoat UV 2348	1,17 ml/s	1,41 ml/s
CureLac UC 9201	0,86 ml/s	0,95 ml/s

Tab. 5.7: Vergleich zwischen dem volumetrisch gemessenen Volumenstrom mittels Ultraschallsensor und berechnetem Volumenstrom nach dem zweiten Iterationsschritt

Der nächste Schritt nach Abb. 5.1 (Seite 128) ist die Berechnung der Viskosität des Lackes. Dazu wird zunächst der Strömungswiderstand der

Saugleitung aus dem Kennfeld der Pumpe ermittelt. Die Vorgehensweise ist in Abb. 5.5 dargestellt.

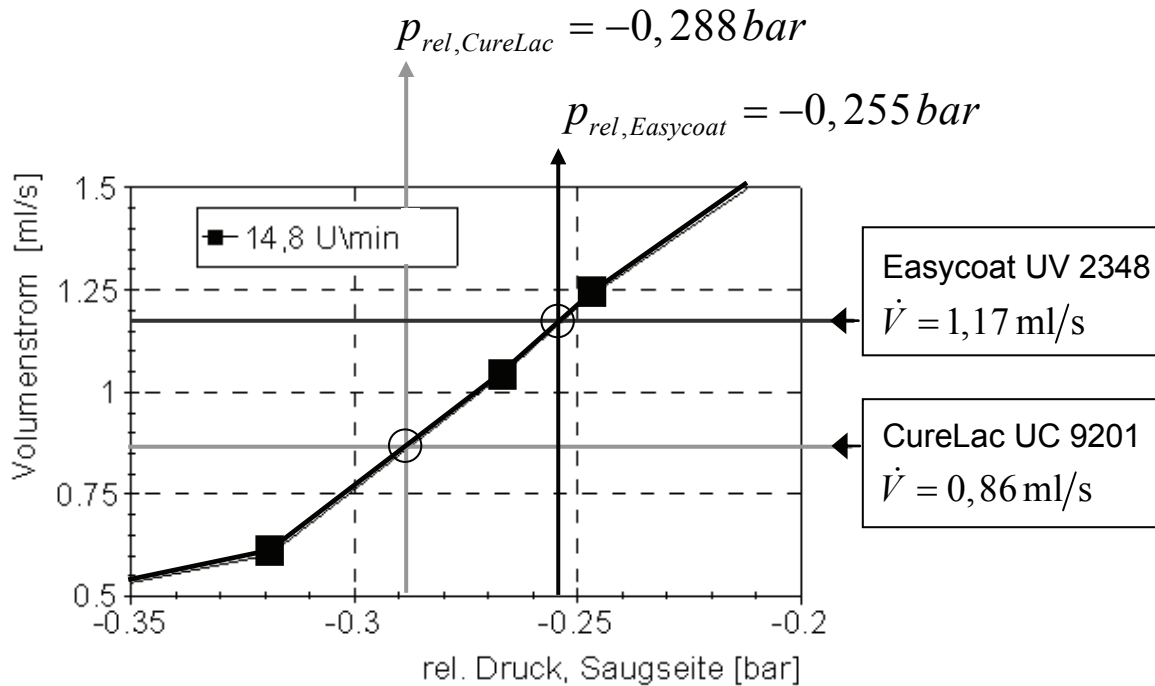


Abb. 5.5: Ausschnitt der Pumpenkennlinie für eine Drehzahl von 14,8 U/min. Das gesamte Kennfeld ist in Abb. 4.7 (Seite 76) dargestellt.

Aus dem Kennfeld der Pumpe (vgl. Abb. 4.7 auf Seite 76) wird die Kennlinie der Schlauchpumpe für eine Drehzahl von 14,8 U/min herausgezoomt. Aus dieser Kennlinie kann am Schnittpunkt mit dem berechneten Volumenstrom der rel. Druck abgelesen werden.

Der rel. Druck auf der Saugseite des Schlauches kann mit den Strömungsverlusten in der Saugleitung gleichgesetzt werden<sup>15</sup>. Es gilt

$$p_{rel} = \Delta p \quad (5.13)$$

Die in Abb. 5.5 ermittelten Werte sind noch einmal in Tab. 5.8 zusammengefasst.

<sup>15</sup> Unter Vernachlässigung des Venturi-Effektes und unter der Bedingung, dass keine Höhendifferenz zu überwinden ist.

Lacksorte	Druckverlust $\Delta p$ in der Saugleitung (vgl. Abb. 5.5)
Easycoat UV 2348	-0,255 bar
CureLac UC 9201	-0,288 bar

Tab. 5.8: Aus der Pumpenkennlinie ermittelter, rel. Druck auf der Saugseite der Pumpe für beide Lacke.

Die dynamische Viskosität  $\eta_{berechnet}$  des Lackes kann nun mithilfe der Gleichung zur Berechnung des Druckverlustes einer laminaren Rohrströmung (Hagen-Poiseuille-Strömung) berechnet werden. Die Gleichung kann aus der Literatur, z. B. [SPU04], entnommen werden

$$\eta_{berechnet} = \frac{\Delta p \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot R_{L0}^4}{8 \cdot l_{L0} \cdot \dot{V}_{berechnet}}. \quad (5.14)$$

Durch Einsetzen des berechneten Volumenstromes  $\dot{V}_{berechnet}$  aus Tab. 5.7, dem Druckverlust  $\Delta p$  aus Tab. 5.8 sowie des Radiuses  $R_{L0} = 0,002 \text{ m}$  und der Länge der Saugleitung  $l_{L0} = 0,37 \text{ m}$  in Gleichung (5.14) erhält man die dynamische Viskosität  $\eta_{berechnet}$  des Lackes. Die Scherrate  $\dot{\gamma}$  in der Saugleitung kann ebenfalls mit der aus Kapitel 3.2.2 bekannten Gleichung

$$\dot{\gamma} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{berechnet}}{\pi \cdot R_{L0}^3} \quad (5.15)$$

abgeschätzt werden. Sie wird für die Rahmenbedingungen der Referenzmessungen benötigt. Die Ergebnisse der Berechnung sind noch einmal zusammen mit den Werten der Referenzmessung in Tab. 5.9 zusammengefasst.

Lacksorte	dyn. Viskosität $\eta_{berechnet}$ nach Gleichung (5.14)	Scherrate $\dot{\gamma}$ nach Gleichung (5.15)	dyn. Viskosität Referenzmessung, $\eta_{ref}$	
			26 °C	30 °C
Easycoat UV 2348	370 mPas	$186\text{ s}^{-1}$	205 mPas	156 mPas
CureLac UC 9201	568 mPas	$137\text{ s}^{-1}$	336 mPas	267 mPas

Tab. 5.9: Vergleich der aus der Phasendifferenz berechneten Viskosität und der Viskosität aus der Referenzmessungen mittels Rotationsrheometers [THE08] bei einer Temperatur von 26 °C und 30 °C und der angegebenen Scherrate.

Die Referenzmessung der dynamischen Viskosität  $\eta_{ref}$  wurde bei den in Tab. 5.9 angegebenen Scherraten mittels des Rotationsrheometers Haake MARS II und eines Kegel-Platte-Messsystems durchgeführt. Aus den Ergebnissen  $\eta_{berechnet}$  in Tab. 5.9 kann der CureLac UC 9201 bereits als höherviskoser Lack im Vergleich zum Easycoat UV 2348 identifiziert werden, wenn auch mit einer relativ großen Abweichung zur Referenzmessung. Der Bewertung der Ergebnisse und der Fehlerbetrachtung ist jedoch ein eigener Abschnitt gewidmet.

### 5.3 Fehlerbetrachtungen und Bewertung der Ergebnisse

Das Ziel dieser Arbeit ist, eine Methode zu entwickeln, mit der eine Anlage zur Temperierung von Beschichtungsfluiden um zusätzliche Funktionen erweitert werden kann. Diese Anlagen sollen dazu dienen, den Lackierprozess in einer Druckmaschine über hohe Druckauflagen stabil zu halten und reproduzierbare Ergebnisse sicherzustellen. Dabei steht aus Kostengründen die Forderung im Mittelpunkt, keine zusätzlichen Sensoren zu integrieren (vgl. Kapitel 2.4.1, Seite 22 ff.). Im Kapitel 5.1 wurde eine Methode vorgestellt, wie der Volumenstrom und die Viskosität eines Beschichtungsfluides mithilfe zweier Temperatursensoren, die primär zur Temperaturregung eingesetzt werden, gemessen werden können. Im Kapitel 5.2 wurde die Methode an zwei

Beispielen vorgeführt. Dieser Abschnitt soll dazu dienen, die Ergebnisse aus Kapitel 5.2 zu bewerten.

### 5.3.1 Fehlerbetrachtung zur Referenzmessung

Im Kapitel 5.2 wurden die Werte für den Volumenstrom (vgl. Tab. 5.7 auf Seite 139) und der Viskosität (vgl. Tab. 5.9 auf Seite 142) zweier Lacke ermittelt. Den berechneten Ergebnissen werden sogenannte Referenzmessungen des Volumenstroms und der Viskosität gegenübergestellt. Bisher wurde davon ausgegangen, dass es sich bei den gemessenen Referenzwerten um Messgrößen handelt, d. h., sie stellen den Sollwert dar und sind fehlerfrei (abweichungsfrei) [HOF81]. Dabei wird vernachlässigt, dass es technisch nicht möglich ist, eine fehlerfreie Messung durchzuführen. Aus diesem Grund werden in den nächsten beiden Abschnitten die Messabweichungen der Referenzmessungen betrachtet.

#### **Referenzmessung des Volumenstroms**

Die Referenzmessung des Volumenstromes erfolgt volumetrisch über einen zylindrischen Messbehälter mit 63 mm Innendurchmesser. Mittels eines Ultraschallsensors wird der Füllstand in diesem Messbehälter erfasst. Aufgrund eventueller Bewegungen der Flüssigkeitsoberfläche wird die Fehlergrenze<sup>16</sup> der Füllstandsmessung konservativ mit  $\Delta l = \pm 1,0$  mm angenommen. Das entspricht einem Volumen von

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \Delta l = \frac{\pi \cdot 0,063^2 \text{ m}^2}{4} \cdot 0,001 \text{ m} \approx 3,1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 3,1 \text{ ml}. \quad (5.16)$$

---

<sup>16</sup> Nach DIN 1319 sind Fehlergrenzen Abweichungsgrenzbeträge für Messabweichungen eines Messgerätes. Sie werden durch die untere und die obere Grenzabweichung beschrieben [PAR04].

Zur Bestimmung des Volumenstroms wird die Zeit gemessen, die benötigt wird, um 250 ml Lack in den Messbehälter zu fördern. Die Zeitmessung erfolgt mit sehr hoher Präzision mithilfe des PXI-Systems. Der Durchschnitt aus drei Zeitmessungen ergab für den Easycoat UV 2348 eine Dauer von 177,3 Sekunden und für den Curelac UC 9201 eine Dauer von 263,1 Sekunden. Mit den Fehlergrenzen aus Gleichung (5.16) kann die Messabweichung für die Referenz-Volumenstrommessung beider Lacke berechnet werden.

Lacksorte	Fehlergrenzen der Referenz-Volumenstrommessung, $\dot{V}_{ref}$	Abweichung der Referenzmessung
Easycoat UV 2348	$\frac{250 \text{ ml} \pm 3,1 \text{ ml}}{177,3 \text{ s}} = 1,41 \frac{\text{ml}}{\text{s}} \pm 0,017 \frac{\text{ml}}{\text{s}}$	$\pm 1,2 \%$
CureLac UC 9201	$\frac{250 \text{ ml} \pm 3,1 \text{ ml}}{263,1 \text{ s}} = 0,95 \text{ ml} \pm 0,012 \text{ ml}$	$\pm 1,2 \%$

Tab. 5.10: Messabweichung der Referenz-Volumenstrommessung

### **Referenzmessung der Viskosität**

Die Referenzmessung der Viskosität wurde mit dem im Kapitel 3.2.3.1 (Seite 38 ff.) beschriebenen Rotationsrheometer Haake MARS II und einem Kegel-Platte-Messsystem mit 60 mm Durchmesser durchgeführt. Die Messabweichung wurde mit einer Prüflüssigkeit<sup>17</sup> mit definierter Viskosität gemessen. Die Auswertung der Messung ergab dabei eine systematische Messabweichung von 3,4 % bezogen auf den Messwert<sup>18</sup>.

<sup>17</sup> Newtonsche Prüflüssigkeit E200, Sachnummer: 082-5043, Lieferant: Thermo Electron (Karlsruhe) GmbH, chemische Charakterisierung: Mischung aus hochraffinierten Mineralölen und Additiven, dynamische Viskosität: 117 mPas bei 20,00 °C ± 0,03 K, Unsicherheit Viskosität 2 %, Dichte: 0,870 g/cm<sup>3</sup>.

<sup>18</sup> Messwert des Haake MARS Rheometers: 121 mPas bei 20 °C ± 0,1 °C, Sollwert: 117 mPas bei 20 °C ± 0,1 °C

### 5.3.2 Bewertung der Ergebnisse

Die Ergebnisse aus Kapitel 5.2 können auf zwei Arten bewertet werden. Zum einen kann die relative Abweichung  $y_{rel}$  der berechneten Größe zur Referenzmessung ermittelt werden

$$y_{rel,\dot{V}} = \frac{\dot{V}_{berechnet} - \dot{V}_{ref}}{\dot{V}_{ref}} \quad (5.17)$$

bzw.

$$y_{rel,\eta} = \frac{\eta_{berechnet} - \eta_{ref}}{\eta_{ref}}. \quad (5.18)$$

Diese Betrachtungsweise bietet sich für die Bewertung der Volumenstrommessung an. Zum andern kann die Differenz zwischen berechneten Werten beider Lacke mit der Differenz der beiden Referenzmessungen miteinander verglichen werden. Beide Betrachtungsweisen sollen im Folgenden durchgeführt werden.

#### ***Relative Abweichung zwischen Referenzmessung und berechneten Werten des Volumenstroms***

Die berechneten Volumenströme sind in Tab. 5.7 auf Seite 139 zusammengefasst. Fehler durch Messmittel (Temperatursensoren, Messwandler, etc.) werden nicht im Einzelnen betrachtet. Die relativen Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Referenz-Volumenstrom können nach der Gleichung (5.17) berechnet werden. Wobei hier auch die Fehlergrenzen der Referenzmessung aus Tab. 5.10 berücksichtigt werden.

Die Ergebnisse in Tab. 5.11 zeigen zum Teil eine systematische Abweichung<sup>19</sup>. Als Hauptursache hierfür kann das unbekannte Strömungsprofil identifiziert werden.

---

<sup>19</sup> Systematische Abweichungen bewirken unter gleichen Messbedingungen immer Messabweichungen mit gleichen Vorzeichen und gleichem Betrag [PAR04].

Lacksorte	berechneter Volumenstrom $\dot{V}_{\text{berechnet}}$ (vgl. Tab. 5.7)	$\dot{V}_{\text{ref}}$ (Tab. 5.10)	Abweichung $y_{\text{rel},\dot{V}}$
Easycoat UV 2348	1,17 ml/s	1,41 ± 0,017 ml/s	-17 % ± 1,4 %
CureLac UC 9201	0,86 ml/s	0,95 ± 0,012 ml/s	-9 % ± 1 %

Tab. 5.11: Relative Abweichungen zwischen berechneten Volumenstrom und Referenzmessung für den Volumenstrom beider Lacke

Aufgrund des unbekanntes Strömungsprofils kann der Zusammenhang zwischen der mittleren und maximalen Strömungsgeschwindigkeit  $\bar{w}$  und  $w_{\text{max}}$  in der Leitung lediglich geschätzt werden (vgl. Kapitel 5.2). Da für beide Lacke das gleiche Verhältnis zwischen  $\bar{w}$  und  $w_{\text{max}}$  angenommen wurde, hat die Abweichung für beide Lacke gleiches Vorzeichen und es handelt sich überwiegend um eine systematische Abweichung.

### **Relative Abweichung zwischen Referenzmessung und berechneten Werten der Viskosität**

Die berechneten Werte der Viskosität sind in Tab. 5.9 auf Seite 142 zusammengefasst. Zur Übersicht sind die Ergebnisse noch einmal in einem Diagramm über der Temperatur in Abb. 5.6 dargestellt. An diesen Kurven werden zwei Probleme bei der Berechnung der Viskosität deutlich.

- Der systematische Fehler bei der Berechnung des Volumenstromes setzt sich bei der Berechnung der Viskosität fort. Bei der Ermittlung des Druckverlustes in der Ansaugleitung führt die systematische Abweichung des Volumenstromes zu einem Folgefehler. Aufgrund der annähernd linearen Kennlinie der Schlauchpumpe (vgl. Abb. 5.5, Seite 140) handelt es sich bei diesem Folgefehler ebenfalls um einen systematischen Fehler, der letztlich für eine große Abweichung zwischen berechneten, absoluten Werten der Viskosität und der Referenzmessung verantwortlich ist.

- Um aus der Phasenverschiebung des übertragenen Signals den Volumenstrom und daraus die Viskosität eines Beschichtungsfluides zu ermitteln, müssen einige Perioden des übertragenen Signals aufgezeichnet und ausgewertet werden. Aufgrund der relativ niedrigen Grundfrequenz ist die Aufzeichnung zeitintensiv. Viskositätsänderungen in diesem Zeitraum, z. B. durch eine Temperaturänderung im Lack-Vorratsbehälter, können nicht erfasst werden. Im Beispiel kann die Viskosität im Bereich zwischen 26 - 30 °C nur als Konstante angegeben werden, während die Referenzmessung die Temperaturabhängigkeit der Viskosität zeigt.

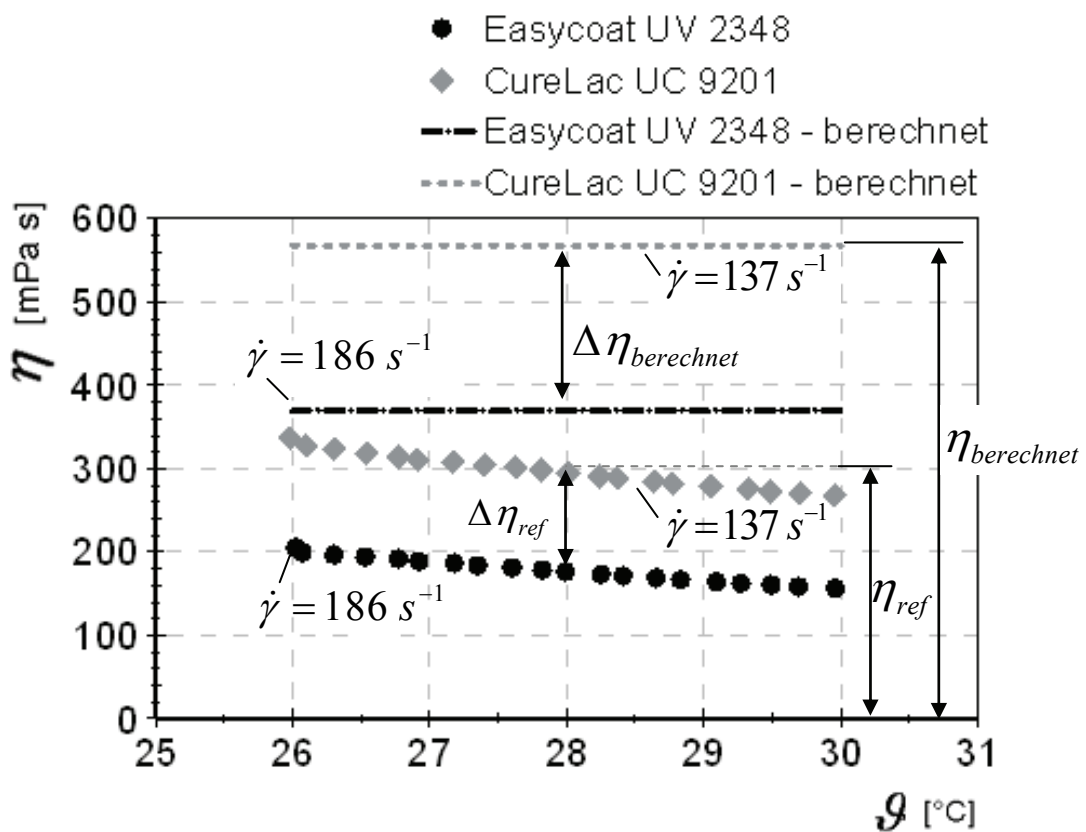


Abb. 5.6: Vergleich der berechneten Viskosität  $\eta_{berechnet}$  mit der gemessenen Viskosität  $\eta_{ref}$  (Haake MARS II Rheometer). Die Messungen mit dem Rheometer wurden bei den im Diagramm angegebenen Scherraten durchgeführt.

Wird die relative Abweichung  $y_{rel,\eta}$  zwischen berechneter Viskosität  $\eta_{berechnet}$  und Referenzmessung  $\eta_{ref}$  nach Gleichung (5.18) ermittelt, ist die Abweichung sehr hoch. Der systematische Fehler bei der Berechnung des Volumenstromes führt zu einem großen Folgefehler.

Lacksorte	berechnete Viskosität $\eta_{berechnet}$ (vgl.Tab. 5.9)	$\eta_{ref}$ (Tab. 5.9) bei 26 °C	Abweichung $y_{rel,\eta,26^\circ C}$
Easycoat UV 2348	370 mPas	205 mPas	80 %
CureLac UC 9201	568 mPas	336 mPas	69 %

Tab. 5.12: Relative Abweichungen zwischen berechneter Viskosität  $\eta_{berechnet}$  und Referenzmessung  $\eta_{ref}$  der Viskosität bei 26 °C für beide Lacke

Bei der Betrachtung der Abweichung  $y_{rel,\eta,26^\circ C}$  in Tab. 5.12 wird deutlich, dass sich die Methode nicht zur absoluten Messung der Viskosität eignet.

Eine weitere Bewertungsmöglichkeit ist die Betrachtung der Differenz der berechneten Werte der Viskosität  $\Delta\eta_{berechnet}$  und der Referenzmessung  $\Delta\eta_{ref}$  beider Lacke (vgl. Abb. 5.6). Bei einer Temperatur von 28 °C ergeben nach Abb. 5.6 folgende absolute Differenzen zwischen beiden Lacken

$$\Delta\eta_{berechnet} = 568 \text{ mPas} - 370 \text{ mPas} = 198 \text{ mPas}$$

$$\Delta\eta_{ref} = 294 \text{ mPas} - 175 \text{ mPas} = 119 \text{ mPas}$$

Auf den niedrig viskoserem Easycoat UV 2348 bezogen, weist der CureLac UC 9201 nach  $\Delta\eta_{berechnet}$  eine 53 % und nach  $\Delta\eta_{ref}$  eine 68 % höhere Viskosität auf. Damit kann mithilfe der entwickelten Methode der CureLac UC 9201 eindeutig als höher viskoser Lack im Vergleich zum Easycoat UV 2348 identifiziert werden. Änderungen der Viskosität eines Beschichtungsfluides lassen sich somit eindeutig feststellen.

Betrachtet man die Arbeitsweise eines Druckers, ist die Hauptaufgabe einer Lacktemperierung, den einmal eingestellten Lackierprozess konstant zu halten. Die entwickelte Methode kann einen Beitrag leisten, den Prozess der Lackversorgung und die Viskosität des Lackes zu kontrollieren und so den Bediener zu entlasten und die Lackierqualität auch über längere Zeiträume konstant zu halten. Eine Abnahme des Volumenstromes, die zu einer unzureichenden Lackversorgung und damit zu einer Ansammlung von Schaum in der Kammerrakel führen kann, kann erkannt werden.

Eine Ursache für eine Abnahme des Volumenstromes kann eine höhere Viskosität des Lackes sein. Bei bekannter Pumpendrehzahl wurde am Beispiel einer Schlauchpumpe gezeigt, wie sich aus dem Förderstromabfall die Änderung der Viskosität ermitteln lässt.

Ursachen für eine Änderung der Viskosität im industriellen Lackierbetrieb können vielfältig sein. Häufig wird die Viskosität des Lackes bewusst durch den Bediener durch die Zugabe von Lösungsmitteln oder Verschnitt verändert. Es kann aber auch nicht ausgeschlossen werden, dass aufgrund der großen Anzahl unterschiedlicher Lacksorten in Druckereien Fehler durch Vertauschen von Lacksorten bei einem Gebindewechsel auftreten können. Oder es wird im laufenden Betrieb der Druckmaschine ein bereits aufgewärmtes Lackgebilde gegen ein neues, in einem kühlen Raum gelagertes Gebinde ausgetauscht. Um in diesem Fall eine ausreichende Lackversorgung zu realisieren, müsste die Pumpendrehzahl in einem Regelkreis angepasst werden. Dies ist jedoch nur möglich, wenn die tatsächlich geförderte Lackmenge erfasst wird. Ohne zusätzliche Sensoren kann dies mit der vorgestellten Methode realisiert werden.

In ersten Feldtestversuchen wurde die vorgestellte Methode bereits im industriellen Umfeld erprobt. Die Erfahrung zeigt, dass z. B. die Schaumbildung und der damit verbundene Qualitätsverlust deutlich vermindert werden kann. Die Ziele wurden wie gefordert dadurch erreicht, dass auf eine bereits vorhandene Hardware (siehe Abb. 2.6, Seite 19) lediglich eine zusätzliche Software zum Einsatz kommt. Der Vorteil hierbei ist, dass die Anlage zur Lacktemperierung (vgl. Kapitel 2.3.4 Seite 19 ff.)

damit bei gleichen Herstellungskosten mit einer deutlich höheren Funktionalität angeboten werden kann.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit ist dadurch motiviert, eine bestehende Anlage zur Temperierung von Lacken in der grafischen Industrie um weitere Funktionen zu erweitern. Die Herausforderung dieser Aufgabenstellung besteht darin, diese zusätzlichen Funktionen lediglich durch eine neue Software in eine vorhandene Hardware zu integrieren.

Dazu muss ein Systemverständnis geschaffen werden, das es erlaubt, die Vorgänge in einer Anlage zur Lacktemperierung möglichst exakt zu verstehen und in einem Modell nachzubilden.

Die Grundlage zur Modellierung eines Systems sind die physikalischen Eigenschaften der beteiligten Stoffe. Im Falle von Lacken der grafischen Industrie kann nur auf sehr wenig Literatur zurückgegriffen werden. In Kapitel 3 dieser Arbeit werden daher Messgeräte und Methoden vorgestellt, um die Stoffeigenschaften von Lacken die insbesondere zur Simulation von Wärmeübergängen notwendig sind, zu ermitteln. Stellvertretend dazu werden einige rheologische Eigenschaften, Dichte, Wärmekapazität und Temperaturleitfähigkeit, von acht zufällig ausgewählten Lacken dargestellt.

In Kapitel 4 wird das gesamte System einer Lacktemperierung, bestehend aus einer Schlauchpumpe, einem Wärmeübertrager und einer Leitung, in drei Teilsysteme unterteilt und untersucht. Dabei wird ein besonderer Fokus auf den Zusammenhang zwischen Pumpendrehzahl, Förderstrom und Viskosität sowie auf das thermische Übertragungsverhalten des Wärmeübertragers und der Leitung gelegt. Das frequenzabhängige Übertragungsverhalten eines Wärmeübertragers wird mittels Differenzialgleichungen beschrieben und simuliert.

In Kapitel 5 wird schließlich eine Methode vorgestellt, mit der aus der Kombination der einzelnen Teilsysteme und zweier Temperatursignale der Volumenstrom des Lacks ermittelt wird. Aus dem Zusammenhang zwischen Pumpendrehzahl, Volumenstrom und Viskosität wird erläutert, wie eine Änderung der Viskosität von Lacken festgestellt werden kann.

Die theoretischen Betrachtungen werden an einem kleinen Modellprüfstand, der im prinzipiellen Aufbau einer industriellen Anlage zur Lacktemperierung entspricht, verifiziert. Es wird gezeigt, mit welcher

Genauigkeit der Volumenstrom und Änderungen der Viskosität berechnet werden können.

In dieser Arbeit konnte die Validierung der Methode an einer industriellen Anlage im Produktionsbetrieb nicht erörtert werden. Im Zeitraum der Fertigstellung dieser Arbeit sind noch nicht alle Feldtestversuche abgeschlossen. Aufgrund des unterschiedlichen Maßstabes der Anlage im Vergleich zum Versuchsaufbau müssen umfangreiche Anpassungen am Modell vorgenommen werden. Ebenenfall muss die Methode sowie alle nötigen Parameter in eine Software übersetzt werden, die einer industriellen Produktion standhält.

Bei den Versuchen zur Verifikation hat sich herausgestellt, dass die Beschreibung einer pulsierenden Rohrströmung mit erheblichen Schwierigkeiten verbunden ist. In dieser Arbeit wurde lediglich ein sehr stark vereinfachtes Modell angewendet, welches die tatsächlichen Verhältnisse nur annähernd beschreibt. Hier könnte ein besseres Verständnis der Zusammenhänge dazu beitragen, die systematischen Fehler bei der Berechnung des Volumenstromes zu reduzieren.

Weitere wissenschaftliche Untersuchungen könnten zeigen, inwieweit diese Arbeit und die darin vorgestellte Methode einen Beitrag zur Sicherheit des Lackierprozesses leistet. Es ist allgemein bekannt, dass die rheologischen Eigenschaften einen entscheidenden Einfluss auf den Lackierprozess ausüben. Allerdings beruhen diese Erkenntnisse lediglich auf empirischen Versuchen und konnten noch nicht hinreichend genau mit mathematischen Modellen nachgebildet werden. Zur Vorhersage des Lackiererergebnisses und zur Weiterentwicklung von Lackierwerken wäre ein tiefer gehendes Verständnis der physikalischen Vorgänge während des Lackierprozesses sehr hilfreich.

## 7 Literaturverzeichnis

- [1] DIN 51 366, *Messung der kinematischen Viskosität mit dem Cannon-Fenske-Viskosimeter für undurchsichtige Flüssigkeiten*
- [2] ISO 7142, *Bindemittel für Lacke und Anstrichstoffe; Epoxidharze; Allgemeine Prüfverfahren*
- [3] DIN 53217-1, *Lacke, Anstrichstoffe und ähnliche Beschichtungsstoffe; Bestimmung der Dichte; Allgemeines und Übersicht der genormten Verfahren (zurückgezogene Norm, ersetzt durch DIN EN ISO 2811, Teil 1 bis 3)*
- [4] DIN 53 014, *Kapillarviskosimeter mit Kreis- und Rechteckquerschnitt zur Bestimmung von Fließkurven*
- [5] DIN 53150, *Lacke und ähnliche Beschichtungsstoffe; Bestimmung des Trockengrades von Beschichtungen*
- [6] DIN EN ISO 3251, *Lacke und Anstrichstoffe; Bestimmung des nichtflüchtigen Anteils von Lacken; Anstrichstoffe und Bindemitteln für Lacke und Anstrichstoffe*
- [7] DIN EN ISO 2431, *Bestimmung der Auslaufzeit mit Auslaufbechern*
- [8] DIN EN ISO 4629, *Bindemittel für Beschichtungsstoffe - Bestimmung der Hydroxylzahl; Titrimetrisches Verfahren*
- [9] DIN 51 562-1, *Messung der kinematischen Viskosität mit dem Ubbelohde-Viskosimeter*
- [10] DIN EN ISO 2811-1, *Beschichtungsstoffe- Bestimmung der Dichte - Teil 1: Pyknometer Verfahren*

- [11] DIN EN ISO 2811-2, *Beschichtungsstoffe- Bestimmung der Dichte - Teil 2: Tauchkörper-Verfahren*
- [12] EN ISO 2811-3, *Beschichtungsstoffe- Bestimmung der Dichte - Teil 3: Schwingungsverfahren*
- [13] DIN 1342-1, *Viskosität Teil 1: Rheologische Begriffe*
- [14] DIN 1342-2, *Viskosität Teil 2: Newtonsche Flüssigkeiten*
- [15] DIN 1342-3, *Viskosität Teil 3: nicht newtonsche Flüssigkeiten*
- [16] DIN 53019-1, *Viskosimetrie- Messung von Viskositäten und Fließkurven mit Rotationsviskosimetern- Teil1: Grundlagen und Messgeometrie - Entwurf-*
- [17] DIN EN ISO 9514, *Beschichtungsstoffe - Bestimmung der Verarbeitungszeit von Mehrkomponenten-Beschichtungssystemen - Vorbereitung und Konditionierung von Proben und Leitfaden für die Prüfung*
- [APP00] Appelrath, H.-J. L.: *Skriptum Informatik. Eine konventionelle Einführung*. 5. Aufl., Stuttgart: Teubner, 2000
- [BAE94] Baehr, H. D.; Stephan, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*. Berlin: Springer, 1994
- [BEC67] Beck, M. S.; Plaskowski, A.: *Inferential measurements of fluid flow from cross-correlation of temperature fluctuations in the system*. In: Electronic Letter Nr. 4 (1967), S. 169-171.
- [BEC81] Beck, M. S.: *Correlation in instruments: cross correlation flowmeter*. In: J. Phys. E: Instrum. Nr. (1981), S.

- [BER98] Berg, M.: *Untersuchungen zur Erzeugung und Dosierung dünner Flüssigkeitsschichten auf Walzen*, Dissertation, Technischen Universität Chemnitz, 1998.
- [BLU06] Blumm; Lindemann; Min: *Thermal characterization of liquids and pastes using the flash technique*. In: *Thermochimica Acta* Nr. 455 (2006), S. 26-29.
- [BÖM00] Böhme, G.: *Strömungsmechanik nichtnewtonscher Fluide: mit 49 Aufgaben*. 2., völlig Neubearb. und erw. Aufl., Stuttgart: Teubner, 2000
- [BON02] Bonfig, K. W.: *Technische Durchflussmessung: unter besonderer Berücksichtigung neuartiger Durchflussmessverfahren*. 3. Aufl., Essen: Vulkan-Verl., 2002
- [BRO97] Bronéstejn, I. j. N.; Semendjaev, K. A.; Musiol, G.: *Taschenbuch der Mathematik*. 3., überarb. und erw. Aufl. der Neubearb., Thun: Deutsch, 1997
- [BRU08] Brunner, A.; Kremmeter, M.: *Reaktivität von UV-härtenden Siebdruckfarbsystemen und die Bedeutung der Aushärtung*. In: *SIP-Fachzeitschrift für Siebdruck, Digitaldruck, Sign Making und Werbetechnik* Nr. 5 (2008), S. 22-25.
- [CHR07] Christiansen, H. H.: *Technologien für den automatischen Lackwechsel*. In: *KBA Process* No. 4, *Inline-Druckveredelung mit Lack* Nr. 4 (2007), S. 32-35.
- [DAN53] Danckwerts, P. V.: *Continuous flow systems. Distribution of Residence Times*. In: *Chemical Engineering Science* Nr. 1 (1953), S. 1-13.
- [DÖR05] Dörsam, E.: *Funktionselemente des Flexodrucks*, Vorlesung Druckmaschinen und -systeme I, Darmstadt, 2005

- [DÖR07] Dörsam, E.: *Vorlesung Druckmaschinen und Druckverfahren*, Darmstadt, 2007
- [DEU07] *Lack-Heizmodul für eine sichere Temperaturregelung*, In: Deutscher Drucker Nr. 6 (2007) S. 34
- [DEU03] *Offline-Druckveredelung mit glänzenden Effekten*, In: Deutscher Drucker Nr. 29 (2003) S. 10-11
- [DUB01] Dubbel, H.; Beitz, W.: *Taschenbuch für den Maschinenbau: mit 6. Tabellen*. 20., neubearb. und erw. Aufl., Berlin: Springer, 2001
- [END08] Endress+Hauser: *Technische Information, Proline Promass 80I, 83I*, [https://wa001.endress.com/dla/50000792113/000/01/TI075DDE\\_0608.pdf](https://wa001.endress.com/dla/50000792113/000/01/TI075DDE_0608.pdf), 29.10.2008
- [SEN06] ES Electronic Sensors GmbH: *Datenblatt Technische Informationen*, <http://www.electronic-sensor.de/techinfod.pdf>, 30.10.2008
- [FAS08] Fasnacht+Co: *Viskosität im Verpackungsdruck*, <http://www.fasnacht.biz/Beilagen/Viskosität%20im%20Verpackungsdruck.pdf>, 28.10.2008
- [FÖL07] Föllinger, O.; Kluwe, M.: *Laplace-, Fourier- und z-Transformationen*. 9., überarb. Aufl. / bearb. von Matthias Kluwe., Heidelberg: Hüthig, 2007
- [FRA07] Frank, E.: *Lacke: Matt, Glänzend und Effekt – schön ist, was gefällt!*, [http://www.eu.flintgrp.com/group\\_d/news\\_and\\_information/documents/Text\\_Bild\\_Frank.pdf](http://www.eu.flintgrp.com/group_d/news_and_information/documents/Text_Bild_Frank.pdf), Druckforum 2007, Stuttgart, 2007
- [FRI49] Fritz, W.: *Bemerkungen zum Auslaufbecher DIN 53211*. In: Chem.-Ing.-Technik Nr. 5/6 (1949), S. 3.
- [GES06] Gesellschaft, V. u. C.: *VDI-Wärmeatlas*. 10., bearb. und erw. Aufl., Berlin: Springer, 2006

- [GIE94] Giesekus, H.: *Phänomenologische Rheologie / eine Einführung*. Berlin: Springer, 1994
- [GOL08] Goldner, F.; Burzynski, N.: *Spezialeffekte im Siebdruck - Haptische Lacke*. In: SIP- Fachzeitschrift für Siebdruck, Digitaldruck, Sign Making und Werbetechnik Nr. 5 (2008), S. 26-28.
- [GOL02] Goldschmidt, A.; Streitberger, H.-J.: *BASF-Handbuch Lackiertechnik*. [Neuauf]. Hannover: Vincentz, 2002
- [GRA04b] Grande, Dr. Bernd Th.: *Trocknungsmechanismen bei Druckfarben*, <http://www.offset-druck-farben.de/download/sktrock.pdf>,
- [GRA79] Grassmann, P.; Tuma, M.: *Kritische Reynolds-Zahlen bei oszillierenden und pulsierenden Rohrströmungen*. In: Wärme- und Stoffübertragung Nr. 12 (1979), S. 203-209.
- [GRA87] Grave, H.: *Numerische und experimentelle Simulation peristaltischen Transports*, Dissertation, RWTH Aachen, 1987.
- [GRU08] Grundfos: *Zirkulationspumpe UP 15-14 B 80- Technische Daten*, <http://net.grundfos.com/Appl/WebCAPS/custom?userid=GWS&appl=COMB1>, 17.11.2008
- [HAM03] Ham, J.-H.: *Zur Berechnung der Verweilzeitverteilung von Partikeln*, Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2003.
- [HAR08] Harris & Bruno: *LithoCoat Conversion for Offset Tower Coaters*, [http://www.harris-bruno.com/pdf/bro\\_offset\\_litho\\_coat\\_system\\_old.pdf](http://www.harris-bruno.com/pdf/bro_offset_litho_coat_system_old.pdf), 3.12.2008
- [HEI08] Heidelberger Druckmaschinen AG: *CoatingStar - das Lackversorgungsgerät für höchste Flexibilität*, [http://www.heidelberg.com/www/html/de/content/articles/product/stars/coating\\_star](http://www.heidelberg.com/www/html/de/content/articles/product/stars/coating_star), 31.10.2008

- [HEM79] Hemminger, W.; Höhne, G.: *Grundlagen der Kalorimetrie*. Weinheim: Verl. Chemie, 1979
- [HER06] Herwig, H.; Moschallski, A.: *Wärmeübertragung : physikalische Grundlagen, illustrierende Beispiele, Übungsaufgaben mit Musterlösungen; mit 37 Tabellen*. 1. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2006
- [HÖD08] DE 10 2007 021 191 A1; *Verfahren und Einrichtung zum Dosieren eines Beschichtungsfluids in einer Verarbeitungsmaschine*, Offenlegungsschrift
- [HOF76] Hoffmann, D.: *Die Dämpfung von Flüssigkeitsschwingungen in Ölhydraulikleitungen*, VDI-Forschungsheft 575, 1976
- [HOF81] Hofmann, D.: *Handbuch Messtechnik und Qualitätssicherung*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1981
- [KIP00] Kipphan, H.: *Handbuch der Printmedien : Technologien und Produktionsverfahren ; mit 85 Tabellen*. Berlin: Springer, 2000
- [KLE06a] Kleeberg, D.: *Wann ist „offline“ die bessere Wahl?* In: KBA Process No. 3, Edle Druckprodukte im Hybridverfahren Nr. 3 (2006), S. 31.
- [KLE07b] Kleeberg, D.: *Ein Überblick über die Lackarten*. In: KBA Process No. 4, Inline-Druckveredelung mit Lack Nr. 4 (2007), S. 3-8.
- [KLE07c] Kleeberg, D.: *Kammerrakel-Lackierwerke sind Stand der Technik*. In: KBA Process No. 4, Inline-Druckveredelung mit Lack Nr. 4 (2007), S. 24- 27.
- [KLE07d] Kleeberg, D.: *Inline-Druckveredelung mit Lack*. In: KBA Process No. 4, Inline-Druckveredelung mit Lack Nr. 4 (2007), S. 1.
- [KOC07] Koch, D. I.: *MAN Roland Druckmaschinen AG, Unternehmenssteuerung – Der Einfluss einer Private-Equity-Finanzierung*. In: Augsburg, 2007.

- [KOK04] Kokot, J.: *Inline Veredelung: Die eierlegende Wollmilchsau*. In: X-Media Nr. 17 (2004), S. 44-45.
- [KUM03] Kummer, D.: *Inline Veredelung: Effekte mit Lack*, OpenHouse, Frankfurt, 2003
- [LAN05] Lang, A.: *Finishing in der Druckindustrie Veredelungsvarianten, Lackieren, UV, Duo*, FDI-Podium, Pforzheim, Germany, 2005
- [LEE75] Lee, H. J.: *Thermal Diffusivity in Layered and Dispersed Composites*, Dissertation, Purdue University, 1975.
- [MAD08] Madlener, K.: *Die Strömungs- und Versprüheigenschaften von nicht-Newtonischen Fluiden*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [MAN08] manroland AG: *Die ROLAND 700 HiPrint*, [http://www.manroland.com/com/pdf\\_de/MR\\_ROLAND\\_700HP\\_Broschuer\\_e\\_d.pdf](http://www.manroland.com/com/pdf_de/MR_ROLAND_700HP_Broschuer_e_d.pdf), 21.11.2008
- [MAR08] Mark, J.: *Alles im Lack*. In: more@Turck Nr. 2 (2008), S. 36-37.
- [MAT08] The MathWorks: *MATLAB - Die Sprache für technische Berechnungen*, <http://www.mathworks.de/products/matlab/>, 17.11.2008
- [MAI03] Meichsner, G.; Mezger, T.; Schröder, J.: *Lackeigenschaften messen und steuern : Rheologie - Grenzflächen - Kolloide*. Hannover: Vincentz, 2003
- [MEZ06] Mezger, T.: *Das Rheologie Handbuch: für Anwender von Rotations- und Oszillations-Rheometern*. 2. überarb. Aufl., Hannover: Vincentz, 2006
- [NAN97] Nanetti, P.: *Lackrohstoffkunde*. Hannover: Vincentz, 1997
- [NAS78] Nassauer, J.: *Über die Verweilzeitverteilung in Rohrleitungssystemen und Plattenapparaten*, Dissertation, Technische Universität München, 1978.

- [NAT04] National Instruments: *General-Purpose 8-Slot Chassis for PXI*,  
[http://www.ni.com/pdf/products/us/04\\_3522\\_501\\_101\\_d.pdf](http://www.ni.com/pdf/products/us/04_3522_501_101_d.pdf), 30.10.2008
- [NAT05a] National Instruments: *2.0 GHz Pentium M 760 and 1.5 GHz Celeron M 370 Embedded Controllers for PXI*,  
[http://www.ni.com/pdf/products/us/04\\_3522\\_501\\_101\\_d.pdf](http://www.ni.com/pdf/products/us/04_3522_501_101_d.pdf), 30.10.2008
- [NAT05b] National Instruments: *High-Precision Data Acquisition*,  
<http://www.ni.com/pdf/products/us/2mhw296-297e.pdf>, 30.10.2008
- [NAT05c] National Instruments: *Low-Cost Industrial Digital I/O – 150 V, NI 6521*,  
[http://www.ni.com/pdf/products/us/2005\\_6218\\_301\\_101\\_d.pdf](http://www.ni.com/pdf/products/us/2005_6218_301_101_d.pdf), 30.10.2008
- [NAT08a] National Instruments: *NI DIAdem, Technische Daten Version 11.0*,  
<http://www.natinst.de/pdf/produkte/diadem/DIAdem11TechDaten.pdf>,  
6.11.2008
- [NAT08b] National Instruments: *High-Speed M Series Multifunction Data Acquisition - 16-Bit, up to 1.25 MS/s, up to 80 Analog Inputs*,  
<http://sine.ni.com/ds/app/doc/p/id/ds-22/lang/en>, 30.10.2008
- [NAT08d] National Instruments: *LabVIEW*, <http://www.ni.com/labview/d/>, 17.11.1008
- [NET08] NETZSCH-Gruppe: *Temperaturleitfähigkeitsmessungen - leicht gemacht, LFA 447 NanoFlash®*, <http://www.netzsch-thermal-analysis.com/de/produkte/detail/pid,25.html>, 31.10.2008
- [NEU03] Neumann, J.; Quietmeyer, J.: *Pulsationsdämpfung in hydraulischen Anlagen: Untersuchung und Optimierung von Anschlussblöcken für hydraulische Absorption -Flüssigkeitsschalldämpfer*, Diplomarbeit, FH Trier, 2003.
- [NIC06] Nicolay, K.-P.: *Print-Effekte*. In: Druckmarkt Nr. 45 (2006), S. 30-32.

- [NOR06] Norcross, R.: *Anmerkungen zu Viskosität und Viskositätskontrolle*. In: Etiketten-Label Nr. 6 (2006), S. 20-22.
- [PAL07] Palinkas, G.: *System Harris & Bruno: ein Lackkreislauf*. In: KBA Process Nr. 4 (2007), S. 32-33.
- [PAP97] Papula, L.: *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. 2. 8., verb. Aufl., 1997
- [PAP01] Papula, L.: *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler Band 3*. 4., verbesserte Auflage, 2001
- [PAR60] Parker, W. J.; Jenkins, R. J.; Butler, C. P.; Abbott, G. L.: *Flash Method of Determining Thermal Diffusivity, Heat Capacity, and Thermal Conductivity*. In: Journal of Applied Physics Nr. 9 (1960), S. 1679-1684.
- [PAR04] Parthier, R.: *Messtechnik: Grundlagen für alle technischen Fachrichtungen und Wirtschaftsingenieure; mit 28 Tabellen*. 2., verb. Aufl., Wiesbaden: Vieweg, 2004
- [PAT06] Patschka, K.: *hs druck, Hohenzell bei Ried*. In: Papier & Druck Nr. 4 (2006), S. 6-7.
- [PET64] Petukhov, B. S.; Roizen, L. I.: *Generalized Relationship for Heat Transfer in a Turbulent Flow of Gas in Tubes of Annular Section*. In: High Temperature 2 Nr. (1964), S. 65-68.
- [PRO62] Profos, P.: *Die Regelung von Dampfanlagen: mit Tabellen*. Berlin: Springer, 1962
- [REE88] Reese, G.: *Modelle peristaltischer Strömungen*, Fortschritt-Berichte VDI / 7, 134 ISBN: 3-18-143407-8, 1988

- [REN08] Renzel, K.: *Methodische Validierung eines theoretischen Modells zur Strukturierung von Serviceleistungen*, Studienarbeit, IDD, Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [RÖM98] Römpp, H.; Zorll, U.; Adler, H.-J. P.: *Römpp-Lexikon Lacke und Druckfarben*. Stuttgart: Thieme, 1998
- [ROS79] Rosenberg, D. A.: *Grundlagen der Strahlungstrocknung von Druckfarben (IR, UV, ES)*, VDD-Jahrestagung, Fachhochschule für Druck, Stuttgart, 1979
- [COL07] Sailer, C.: *Wenn Mattlack eine Maschine "schachmatt" setzt...* In: Deutscher Drucker Nr. 20 (2007), S. 2.
- [SAL68] Salami, E.: *Einfluss verschiedener Parameter auf die Verweilzeitverteilung in einem Strömungsrohr*, Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 1968.
- [SCH08] Schäfer, S.: *RE: Frage zu einer Übertragungsfunktion*, Supportanfrage an MathWorks, Email, 13.02.2008
- [SCH68] Schläpfer, K., Dr.: *Rückseitiges Vergilben im Mehrfarbendruck (Geistereffekt)-Ursache und Verhütungsmöglichkeiten*. In: UGRA Mitteilungen Nr. 11 (1968), S. 191-196.
- [SCH04] Schramm, G.: *Einführung in Rheologie und Rheometrie*. Bd. 2: Thermo Electron (Karlsruhe) GmbH, 2004
- [SPU04] Spurk, J. H.: *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen; mit 10 Tabellen*. 5, erw. Aufl., Berlin: Springer, 2004
- [STA07] Stahl, S.: *Rheometrische Untersuchungen an Lacken der grafischen Industrie*, Studienarbeit, IDD, Technische Universität Darmstadt, 2007.

- [STE89] Steiger, W.: *Dispersionslackierung in der Schweiz*, Verein Schweizer Offsetdrucker (VSO), Dispersionslackierung - wo stehen wir heute, Bern, 1989
- [TAF08] Tafelmeier, E.: UV-Strahlenhärtungstechnologien, Coates Screen Inks GmbH, <http://www.coates.de/snd/uvstrahlung.pdf>, 20.4.2008
- [TEC00] DE 200 12 101 U1; *Anordnung zur peripheren Versorgung bzw. Entsorgung von Fluiden bei Druckmaschinen*, Gebrauchsmuster
- [THE08] Thermo Scientific: *Thermo Scientific HAAKE MARS Rheometer*, <http://www.thermo.com/com/cda/product/detail/0,,10119784,00.html>, 29.10.2008
- [TIP00] Tipler, P. A.: *Physik*. 3., korrigierter Nachdr. der 1. Aufl. 1994., Heidelberg: Spektrum, Akad. Verl., 2000
- [TRE08] Tresu Group: *Tresu UniPrint Chamber Doctor Blade System*, [http://www.tresu.com/fileadmin/PDF/brochures/ancillary/ChamberDoctorBlade/A502EN0807\\_UniPrint.pdf](http://www.tresu.com/fileadmin/PDF/brochures/ancillary/ChamberDoctorBlade/A502EN0807_UniPrint.pdf), 3.12.2008
- [TUR08] Hans Turck GmbH & Co.KG: *Ultraschallsensor Reflexionstaster S18UIA*, [http://pdb.turck.de/media/\\_de/Anlagen/Datei\\_EDB/edb\\_3002702\\_ger\\_de.pdf](http://pdb.turck.de/media/_de/Anlagen/Datei_EDB/edb_3002702_ger_de.pdf), 10.11.2008
- [UNB02] Unbehauen, H.: *Regelungstechnik I*. Wiesbaden: Vieweg, 2002
- [IAV07] DE 20 2007 006 450 U1; *Einrichtung zum Dosieren eines Beschichtungsfluids in einer Verarbeitungsmaschine*, Gebrauchsmuster
- [VOL08] Voland, R.: *Hermetische Verdrängerpumpen nach dem Ringkolbenprinzip (Mouvex-Prinzip)*. In: Chem.-Ing.-Technik Nr. 4 (2008), S. 459-464.
- [SAR99] Wägetechnik, M.: *Handbuch wägetechnische Applikationen - Teil 1: Dichte*. Sartorius, 1999

- [WAL03] Walther, T.: *Prozessbeherrschung und Qualität im Bogenflexodruck*. In: Deutscher Drucker Nr. 31 (2003), S. 26-29.
- [WAT08c] Watson Marlow: *Druck und Verpackung, Verbessern Sie Ihre Produkte*, <http://www.watson-marlow.com/pdfs-global/b-print-d.pdf>, 10.11.2008
- [WAT08b] Watson Marlow: *Bedienungsanleitung für Schlauchpumpe 520s IP31*, <http://www.watson-marlow.de/pdfs-global/m-520s-ip31-d-01.htm>, 31.10.2008
- [WAT08a] Watson Marlow Bredel Pumps: *Engineering and Technical Data, 520U/R2 & 520U/R*, <http://www.watson-marlow.de/pdfs-global/wd-520ur-us-01.pdf>, 30.10.2008
- [WAT08d] Watson-Marlow 701 baseplate pumps: *Watson-Marlow 701 baseplate pumps, E-Manual*, <http://www.watson-marlow.com/pdfs-global/m-701baseplate-gb-02.pdf>, 5.11.2008
- [WEI08] Weilburger Graphics GmbH: *WEILBURGER Graphics GmbH „DISPERSIONSLACK-ABC“*, <http://www.weilburger-graphics.de/files/active/0/Senolith-Dispersionlack-ABC-d.pdf>, 19.11.2008
- [WIT83] Witte, W.: *Ein Beitrag zur korrelativen Volumenstrommessung mit pseudozufälligen Markierungen im Strömungsmittel*, Dissertation, Universität Kaiserslautern, 1983.
- [YAO04] Yao, L.; Liao, D.; Zeng, Y.; Xu, X.; Xu, H.: *Radial distributions of temperature pressure and velocities for pulsatile blood flow in an axisymmetrical stiff tube*. In: *Physiological Measurement* Nr. (2004), S. 1437–1442.
- [ZAB97] Zabeschek, S.: *Entwicklung und Förderverhalten einer linearen Peristaltikpumpe*, Dissertation, Universität Gesamthochschule Essen, 1997.

[ZEC03] Zechlin, A.: *Schaumbildung bei wasser-basierenden Druckfarben*. In: Flexo+Tief-Druck Nr. 4 (2003), S. 10-12.

[ZEC06] Zechlin, A.: *Schaumschläger*. In: Flexo+Tief-Druck Nr. 1 (2006), S. 32-33.

## 8 Anhang

### 8.1 Nebenrechnung

Nebenrechnung zur Herleitung der Übertragungsfunktion des Wärmeübertragers im Kapitel 4.2.2.

Schritte zwischen Gleichung (4.34) und Gleichung (4.35).

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T + \mathcal{G} - \left[ T_F \left( \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right) + \mathcal{G} \right] \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) =$$

$$T_R \left[ T_F \left( \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} \right) + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right] \quad (8.1)/(4.34)$$

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T + \mathcal{G} - \left[ T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + \mathcal{G} \right] \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) =$$

$$T_R \left[ T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right] \quad (8.2)$$

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T + \mathcal{G} - \left\{ T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + \mathcal{G} \right\} =$$

$$T_R \left[ T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \right] \quad (8.3)$$

$$\frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T + \mathcal{G} - \left\{ T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + \mathcal{G} \right\} =$$

$$T_R T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + T_R T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + T_R \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \quad (8.4)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T + \mathcal{G} - T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} - T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} - \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} - T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} - T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} - \mathcal{G} = \\
& T_R T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + T_R T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + T_R \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t}
\end{aligned} \tag{8.5}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T + \mathcal{G} - T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} - T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} - \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} - T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} - T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} - \mathcal{G} = \\
& T_R T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + T_R T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + T_R \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t}
\end{aligned} \tag{8.6}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T = T_R T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + T_R T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + T_R \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + \\
& + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \bar{w} \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t}
\end{aligned} \tag{8.7}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T = T_R T_F \left( \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} \right) + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \left( T_F \bar{w} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \bar{w} \right) + \\
& + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + T_R \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t}
\end{aligned} \tag{8.8}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T = T_R T_F \left( \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} \right) + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \left( T_F \bar{w} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F \bar{w} \right) + \dots \\
& + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \left( T_F \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + T_F + T_R \right) + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i}
\end{aligned} \tag{8.9}$$

$$\begin{aligned} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T = T_R T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + T_R T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} \left[ T_R + T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \right] + \\ + \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} \left[ \bar{w} T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \right] + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \end{aligned} \quad (8.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \mathcal{G}_T = T_R T_F \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial t^2} + T_R T_F \bar{w} \frac{\partial^2 \mathcal{G}}{\partial x \partial t} + \left[ T_R + T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \right] \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial t} + \\ + \bar{w} T_F \left( \frac{\alpha_a}{\alpha_i} + 1 \right) \frac{\partial \mathcal{G}}{\partial x} + \mathcal{G} \frac{\alpha_a}{\alpha_i} \end{aligned}$$

(8.11)/(4.35)