

Diss. ETH Nr. 15966

*Lagerloses Rotationsviskosimeter
für die Halbleiterindustrie*

ABHANDLUNG
zur Erlangung des Titels

DOKTOR DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN
der
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE
ZÜRICH

vorgelegt von

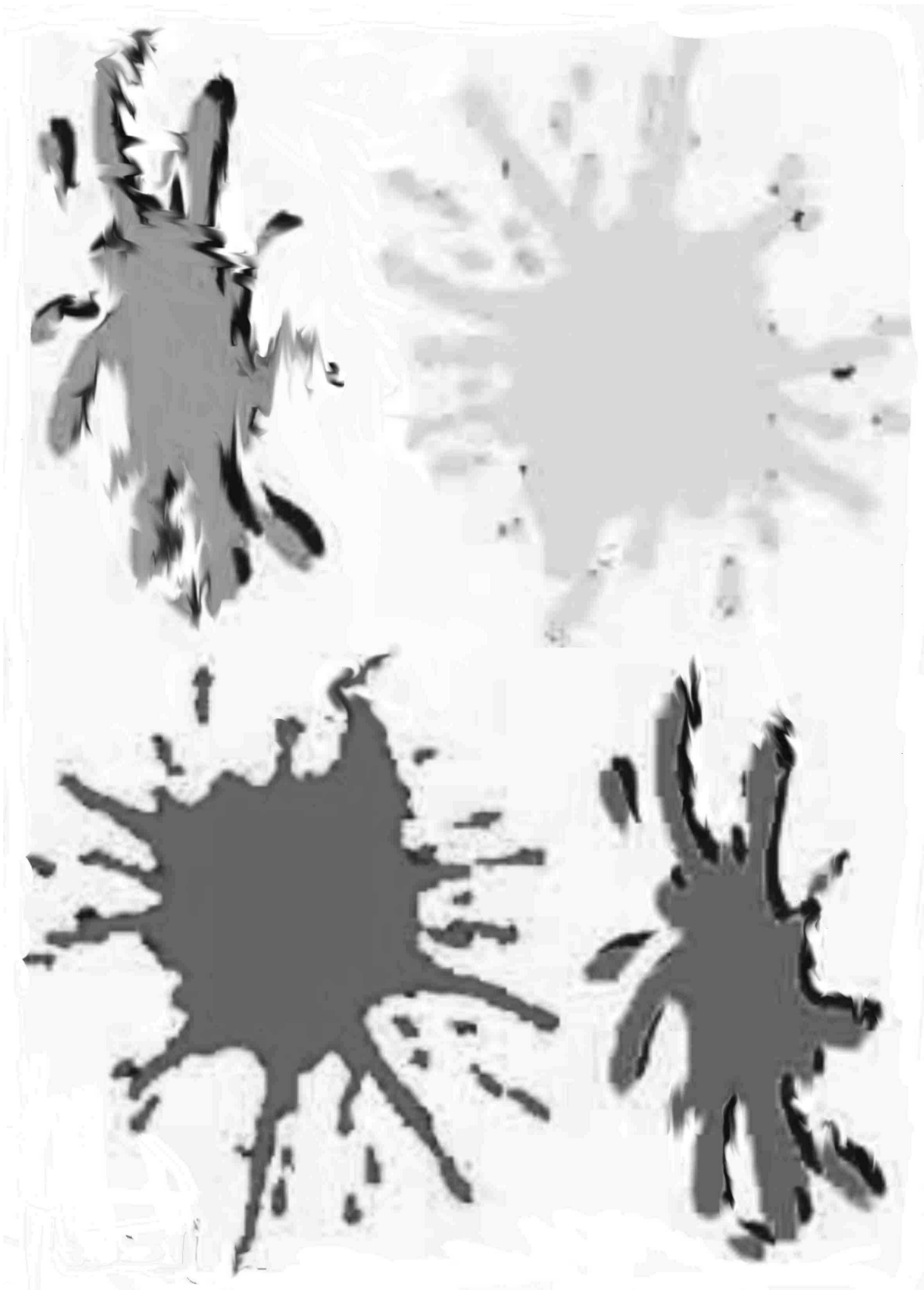
SIMON HUWYLER

Dipl. El.-Ing. ETH
geboren am 27. 3. 1976
von Sins / Bischofszell

Angenommen auf Antrag von

Prof. Dr. J. Hugel, Referent
Prof. Dr. J. Kolar, Korreferent

2005



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Assistentztätigkeit bei Prof. Dr. Jörg Hugel an der Professur für Elektrotechnische Entwicklungen und Konstruktionen (EEK) der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich.

Ich möchte mich an dieser Stelle bei all jenen bedanken, die direkt oder indirekt zum guten Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Prof. Hugel für die Schaffung der akademisch-industriellen Umgebung, in der ich meine Doktorarbeit absolvieren durfte und viel dabei lernen konnte. Desweiteren für sein meiner Arbeit entgegengebrachtes Interesse und die konstruktiven Gespräche.

Den Mitarbeitern der Firma *Levitronix GmbH*, insbesondere Dr. Reto Schöb, Dr. Natale Barletta und Dr. Jürgen Hahn für ihre sehr kompetente und wertvolle Unterstützung.

Meinen Kollegen am *EEK* dafür, dass sie mit ihrer freundlichen Art zu einem sehr angenehmen Arbeitsklima beigetragen haben und in Diskussionen immer wieder sehr wertvolle Beiträge zu dieser Arbeit geleistet haben. Ein spezieller Dank gebührt an dieser Stelle Dr. Daniel Schrag.

Allen Studenten, die mit ihren Studienarbeiten einen wichtigen Beitrag zu dieser Arbeit geleistet haben.

Meiner Freundin Miska für die Unterstützung und Motivation, die sie mir immer wieder gegeben hat.

Ganz speziell möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken. Nicht nur dafür, dass sie mir meine Ausbildung und letztendlich diese Arbeit ermöglicht haben, sondern für alles, was sie je für mich getan haben.

Zürich, im Frühjahr 2005

Simon Huwyler

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Viskositätsmessung in der Halbleiterfertigung	1
1.2	Definition der Viskosität	3
1.3	Stand der Technik	6
1.3.1	Rotationsviskosimeter	8
1.3.2	Fallviskosimeter	9
1.3.3	Kapillar-Viskosimeter	12
1.3.4	Schwingungviskosimeter	14
1.3.5	Zusammenfassung der Methoden	15
1.4	Zielsetzung	15
1.5	Aufbau der Arbeit	17
2	Der lagerlose Scheibenläufermotor	21
2.1	Grundlagen der Magnetlagerung	24
2.1.1	Passive Magnetlager	24
2.1.2	Aktive Magnetlager	27

2.1.3	Passive Magnetlager im lagerlosen Scheibenläufermotor	31
2.1.4	Aktive Magnetlager im lagerlosen Scheibenläufermotor	32
2.2	Antrieb	33
2.3	Motorverluste	38
2.3.1	Eisenverluste	38
2.3.2	Verluste im Magnetlager	41
2.4	Rastmomente	41
2.4.1	Kupferverluste	43
3	Konzeptanalyse	45
3.1	Ausgangslage	45
3.2	Von der lagerlosen Kreiselpumpe zum lagerlosen Rotationsviskosimeter	49
3.3	Grundprinzip	50
3.4	Konzeptanalyse	51
3.4.1	Gestaltung als Searl-Viskosimeter	54
3.4.2	Gestaltung als Platte-Platte-Viskosimeter	54
3.4.3	Einbezug eines Lufteinschlusses	56
3.4.4	Realisierte Gestaltung	56
3.5	Umspülung des Messspalts	57
3.5.1	Eigenständige Umspülung	58
3.5.2	Forcierte Umspülung	61
3.5.3	Axialer Aufbau	62
3.5.4	Bewertung der Umspülungsprinzipien	63

4	Fluiddynamische Modellbildung	67
4.1	Fluiddynamischer Zustand im Messbereich	67
4.1.1	Laminare Strömung	68
4.1.2	Taylor-Strömung	69
4.1.3	Turbulente Strömung	71
4.2	Hydraulisches Bremsmoment	71
4.2.1	Laminare Strömung	72
4.2.1.1	Aussenseite des Rotors	73
4.2.1.2	Innenseite des Rotors	74
4.2.1.3	Ober- und Unterseite des Rotors	75
4.2.2	Taylor-Strömung	77
4.2.3	Turbulente Strömung	81
4.3	Abhängigkeit vom Durchfluss	82
4.3.1	Prototyp mit eigenständiger Umspülung	83
4.3.2	Prototyp mit forcierter Umspülung	83
5	Thermische Einflüsse	89
5.1	Erwärmung der Testflüssigkeit	89
5.1.1	Erwärmung der Prozessflüssigkeit bei forcierter Umspülung	92
5.1.2	Erwärmung der Prozessflüssigkeit bei eigenständiger Umspülung	93
5.2	Temperatureinflüsse auf die Viskositätsmessung	95
5.2.1	Controller-Temperatur	97
5.2.1.1	Messwiderstände	97
5.2.1.2	Signalaufbereitung	98

5.2.1.3	Analog-Digital-Wandlung	99
5.2.2	Messgehäuse und Rotor	99
5.2.2.1	Materialausdehnung	100
5.2.2.2	Magnetisierung des Rotormagneten .	100
5.2.3	Motor	102
5.2.3.1	Motorverluste	102
5.2.3.2	Materialausdehnung	102
5.2.3.3	Sensorik	102
5.2.4	Zusammenfassung	102
6	Realisierung	105
6.1	Auslegung des lagerlosen Rotationsviskosimeters . . .	105
6.1.1	Rotorhöhe	107
6.1.2	Rotordrehzahl	107
6.1.3	Rotordurchmesser, Gehäusedurchmesser und Spalt- weite	107
6.1.4	Durchmesser des Rotorlochs	108
6.1.5	Zusammenfassung	109
6.2	Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung	110
6.2.1	Berechnung der Viskosität	111
6.2.2	Entlüftung	114
6.3	Viskosimeter mit forcierter Umspülung	117
6.3.1	Berechnung der Viskosität	117
6.3.2	Durchflussberechnung	119
6.4	Axiale Bauform	120
6.5	Peripherie	122

6.5.1	Serielle Schnittstelle	123
6.5.2	Speicherprogrammierte Steuerung	123
6.5.3	Tragbare Benutzerschnittstelle	123
6.6	Kalibrierungskonzept	124
6.6.1	Messgerät mit forcierter Umspülung	124
6.6.2	Messgerät mit eigenständiger Umspülung	125
7	Resultate	127
7.1	Genauigkeit und Reproduzierbarkeit	127
7.1.1	Genauigkeit	128
7.1.2	Reproduzierbarkeit	129
7.1.2.1	Messgerät mit eigenständiger Umspülung	129
7.1.2.2	Messgerät mit forcierter Umspülung	130
7.2	Abhängigkeit vom Durchfluss	131
7.2.1	Messgerät mit eigenständiger Umspülung	132
7.2.2	Messgerät mit forcierter Umspülung	132
7.3	Dichteabhängigkeit	132
7.3.1	Messgerät mit eigenständiger Umspülung	133
7.3.2	Messgerät mit forcierter Umspülung	133
7.4	Druckabfall über dem Viskosimeter	133
7.5	Ansprechzeit	134
7.5.1	Messgerät mit eigenständiger Umspülung	134
7.5.2	Messgerät mit forcierter Umspülung	135
7.6	Durchflussmessung	135
8	Zusammenfassung und Ausblick	139

8.1	Zusammenfassung der Arbeit	139
8.2	Ausblick	140
	Formelzeichen	145

Kurzfassung

Die Viskosität ist eine bedeutende Prozessgrösse in vielen Nassprozessen. Sie bestimmt wesentlich die Fliesseigenschaft einer Flüssigkeit, verändert die Leistung von Pumpen, beeinflusst den Druckabfall über Rohr- und Filtersystemen etc. und hängt oft stark mit der Zusammensetzung, Temperatur und Qualität der Prozessflüssigkeit zusammen. Aus diesem Grund wird in vielen Prozessen die Viskosität in die Prozessdatenverarbeitung einbezogen, im Sinne einer Systemüberwachung, einer Viskositätsregelung, oder einer Anpassung übriger Systemparameter an die Viskosität der Prozessflüssigkeit.

Es wurden verschiedene Prinzipien der Viskositätsmessung entwickelt und in der Praxis umgesetzt. Prozessviskosimeter sind in der Industrie stark verbreitet.

Auch in der Halbleiterindustrie spielt die Viskosität der Prozessflüssigkeiten eine entscheidene Rolle. Ihre messtechnische Erfassung kann dazu beitragen, die Qualität von Nassprozessen zu stabilisieren und somit die Ausschussrate bei den prozessierten Halbleitern gering zu halten.

Die hohen Anforderungen, die die Halbleiterindustrie an mit der Prozessflüssigkeit in Berührung kommende Geräte stellt, erschweren den Einsatz von konventionellen Prozessviskosimetern. Insbesondere wird eine extreme chemische Resistenz der benetzten Oberflächen vorausgesetzt, welche nur von Fluorkunststoffen gewährleistet sind. Ausserdem muss die Kontamination der Prozessflüssigkeit minimal gehalten werden, da schon eine geringe Verunreinigung den Prozess oder die zu verarbeitenden Teile zerstören kann.

Diese Voraussetzungen schränken die Möglichkeiten des Aufbaus eines

Prozessviskosimeters für die Halbleiterindustrie stark ein.

Der Inhalt dieser Arbeit ist die Entwicklung und Evaluation eines Rotationsviskosimeters, welches als Prozessmessgerät in der Halbleiterindustrie eingesetzt werden kann. Der Rotationskörper wird vollständig magnetisch gelagert und sowohl der Antrieb als auch die Drehmomentmessung berührungsfrei realisiert. Dies ermöglicht es, sämtliche benetzten Teile des Messsystems aus Fluorkunststoff zu fertigen. Da ausserdem keine Oberflächenreibung stattfindet, entsteht praktisch kein Abrieb, so dass das Messgerät den Anforderungen der Halbleiterindustrie bezüglich Kontaminationsfreiheit und Resistenz gegenüber der Prozessflüssigkeit genügt.

Abstract

The viscosity is an important process value in many wet processes. It essentially affects the flow characteristic of liquids, the performance of pumps, pressure drop over pipes and filters, and is often strongly related to the composition, temperature and quality of the process liquid.

For this reason measurement of the viscosity is involved in many processes. It is used for monitoring purposes, for viscosity control or to adapt other process parameters to the viscosity of the process liquid. Different principles of viscosity measurement have been developed and implemented. Process viscometers are widely-used in the industry.

The viscosity is also an important value of process fluids in the semiconductor industry. Its measurement can improve the quality of wet processes and therefore enhance the production yield.

The great demands, that the semiconductor industry makes on devices, which are wetted by the process fluid, make the use of conventional process viscometers difficult. Particularly high chemical resistance of the wetted surfaces is important. This resistance can only be achieved by fluor polymers. Furthermore, the contamination of the process liquid has to be minimal, since even minor impurities can destroy the process or the parts to be processed. These conditions delimitate the possibilities of the setup of a process viscometer for the semiconductor industry.

The matter of this thesis is the development and evaluation of a rotational viscometer, which can be used for process measurement in the

semiconductor industry. The rotor is supported by magnetic bearings. The drive and torque measurement are realized without any contact between the rotor and the stator. This enables the manufacturing of all wetted parts out of fluor polymers. Due to the absence of solid friction, there is virtually no abrasion. Therefore the device accomplishes the high demands of the semiconductor industry.

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Viskositätsmessung in der Halbleiterfertigung

In vielen Nass-Prozessen in der Halbleiterindustrie spielt die Viskosität (auch Zähigkeit¹ genannt) der Prozessflüssigkeit eine entscheidende Rolle für das Resultat und die Qualität des Prozesses.

Die Relevanz dieser Prozessgrösse kann verschiedene Gründe haben:

- Die Viskosität der Flüssigkeit kann das Resultat des Prozesses direkt beeinflussen. Ein Beispiel hierfür sind sog. *Spin-Coating*-Prozesse, die oft verwendet werden, um eine Oberfläche (z.B. eines Silizium-*Wafers*) mit einem homogenen Flüssigkeitsfilm zu überziehen. Dazu wird der *Wafer* in schnelle Rotation versetzt und über eine Düse eine definierte Menge der Flüssigkeit auf dessen Mitte abgegeben. Aufgrund der Zentrifugalkraft wird die Flüssigkeit gleichmässig nach aussen gezogen und hinterlässt einen Film auf der Oberfläche des *Wafers*. Die Filmdicke ist eine Funktion der Rotationsgeschwindigkeit des *Wafers*, der Viskosität der Flüssigkeit, sowie der Dauer des Prozessablaufs oder

¹Die genaue Definition folgt in Kapitel 1.2

der Verdunstungsrate der Flüssigkeit. Durch Messen der Viskosität der Prozessflüssigkeit kann a priori auf deren Veränderungen durch Anpassen übriger Systemparameter reagiert werden.

- Auch wenn keine direkte Beziehung zwischen der Viskosität der Flüssigkeit und dem Prozess-Resultat besteht, kann eine Abweichung von ihrem Normalwert den Prozess negativ beeinflussen. So führt zum Beispiel in Partikelfiltern eine Erhöhung der Viskosität der zu filternden Flüssigkeit bei gleichbleibendem Durchfluss zu einer Zunahme des Druckabfalls, was zu einer Beschädigung des Filters führen kann.
- Die Viskosität kann ein Indikator für andere Prozessgrößen wie zum Beispiel die Flüssigkeitstemperatur sein. Des Weiteren erlaubt ihre Kenntnis Rückschlüsse auf die physikalische oder chemische Beschaffenheit der Prozessflüssigkeit. So kann bei bestimmten Flüssigkeiten, die aus einem Konzentrat und einem Lösungsmittel gemischt werden, ein falsches Mischverhältnis über die Viskosität detektiert werden. Auch alterungs- oder verbrauchsbedingte Veränderungen können oft anhand einer Viskositätsmessung detektiert werden.

Obschon die Messung der Viskosität der Prozessflüssigkeit einen entscheidenden Mehrwert in verschiedenen Prozessen der Halbleiterindustrie bedeuten kann, ist die Prozess-Viskosimetrie gegenwärtig in diesem Industriezweig nicht stark verbreitet. Der Einsatz von bestehenden Prozess-Viskosimetern wird insbesondere durch die hohen Anforderungen erschwert, die die Halbleiterindustrie üblicherweise an Geräte stellt, die mit Prozessflüssigkeiten in Berührung kommen. Einerseits werden oft chemisch aggressive Flüssigkeiten verwendet, zum Beispiel für Ätzprozesse. Andererseits werden meist extrem hohe Ansprüche an die Reinheit der Prozessflüssigkeit gestellt. Schon geringste Verunreinigungen können den Prozess oder die zu prozessierenden Teile zerstören.

Aus diesen Gründen gilt für die meisten Systemkomponenten für Nassprozesse in der Halbleiterindustrie die Voraussetzung, dass sämtliche benetzten Teile mit einer genügend² dicken Fluorpolymer-Schicht

²üblicherweise mindestens 1mm

überzogen sind, da diese Kunststoffe extreme chemische Resistenz aufweisen. Dies verunmöglicht den Einsatz von Kugel- oder Nadellagern aufgrund der geringen Härte und der ausgeprägten Fliesseigenschaften von Fluorkunststoffen.

Ausserdem sind in den meisten Nassprozessen der Halbleiterindustrie Verunreinigungen der Prozessflüssigkeit konsequent zu vermeiden. Oberflächenreibung, wie sie in mechanischen Lagern auftritt, soll vermieden werden, da sie zu Abrieb und somit zu einer Kontamination der Prozessflüssigkeit führen kann.

1.2 Definition der Viskosität

Der Begriff *Viskosität* leitet sich vom lateinischen Wort *viscum* (Vogelleim) resp. *viscosus* (klebrig) ab. Er beschreibt die Eigenschaft von Fluiden, also Flüssigkeiten und Gasen, auf eine irreversible Verschiebung ihrer Volumenelemente mit einer Schubspannung zu reagieren. Oft ist diese Reaktion sehr komplex, so dass die Viskosität nicht als skalare Grösse angegeben werden kann. Die Ausnahme bilden sog. *newtonsche* Fluide. Anhand dieser Fluidgruppe wird im Folgenden der Begriff *Viskosität* genauer erläutert und quantitativ definiert.

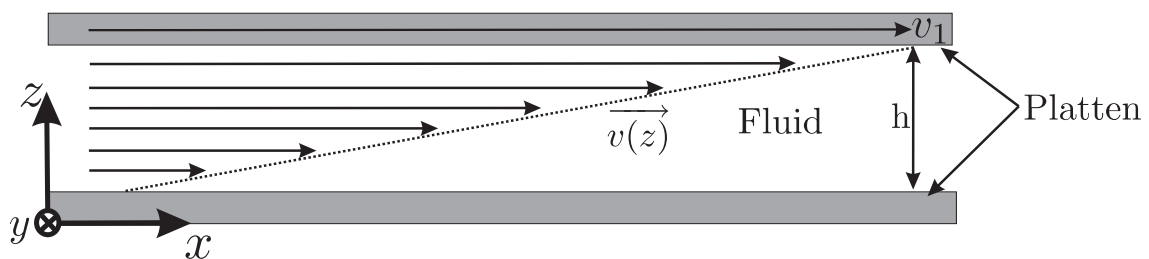


Abbildung 1.1: Laminare Schichtenströmung zwischen zwei Platten

Man stelle sich im kartesischen Koordinatensystem zwei parallele Platten mit einem definierten Abstand h in z -Richtung und einer gegenüber diesem Abstand grosser Ausdehnung in x - und y -Richtung und zueinander vor. Zwischen den beiden Platten befindet sich ein Fluid.

Während die eine Platte still steht, bewegt sich die andere mit ei-

ner definierten Geschwindigkeit v_1 in x -Richtung. Im Fluid entsteht dadurch eine Schichtenströmung (*laminare* Strömung) gemäss Abbildung 1.1. Die an einer der Platten anliegenden Flüssigkeitsschichten haften an dieser aufgrund von Adhäsionskräften. Dazwischen bildet sich ein lineares Geschwindigkeitsgefälle.

$$\begin{aligned} \overrightarrow{v(z)} &= \begin{pmatrix} v_x(z) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \\ \text{mit} \\ v_x(z) &= \frac{v_1}{h} \cdot z \end{aligned} \quad (1.1)$$

Das Fluid reagiert auf diese *Scherung* mit einer Kraft auf die Platten, die ihrer Bewegung entgegenwirkt. Bei *newtonschen* Fluiden ist diese Kraft proportional zur Fläche der Platte A , sowie zum Geschwindigkeitsgefälle im Fluid $\dot{\gamma} := dv_x/dz$, der sog. *Scherrate*.

$$F \propto A \cdot \frac{dv_x(z)}{dz} = A \cdot \frac{v_1}{h} = A \cdot \dot{\gamma} \quad (1.2)$$

Die Proportionalitätskonstante nennt man *dynamische Viskosität*. Sie wird üblicherweise mit dem Griechischen Buchstaben η dargestellt³.

$$F = \eta \cdot A \cdot \frac{dv_x(z)}{dz} \quad (1.3)$$

Die Kraft F auf die Platten entspricht dem Produkt aus der Schubspannung und der Plattenfläche. Diese Schubspannung wirkt sowohl zwischen den einzelnen gescherten Schichten innerhalb des Fluids, als auch zwischen dem Fluid und den Platten.

$$F = A \cdot \tau \quad (1.4)$$

Bei *newtonschen* Fluiden gilt somit allgemein der folgende Zusammenhang gilt:

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dz} = \eta \cdot \dot{\gamma} \quad (1.5)$$

³In der englischsprachigen Literatur wird die dynamische Viskosität oft *absolute viscosity* genannt und mit dem griechischen Buchstaben μ abgekürzt.

Die Einheit der *dynamischen Viskosität* η ist die *Pascal-Sekunde*, Pas^4 .

Neben der *dynamischen Viskosität* wird die *kinematische Viskosität* ν wie folgt definiert:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (1.6)$$

Wobei ρ für die Dichte des Fluids steht. Da die Relation zwischen Reibungs- und Trägheitskräften in einer Fluidströmung ausschlaggebend für die Qualität der Strömung ist, ist die kinematische Viskosität in der Strömungstechnik wichtig.

Ideale newtonsche Fluide, also Fluide, welche unabhängig von allen Randbedingungen dieselbe Viskosität besitzen, existieren nicht. Die Viskosität von realen Fluiden hängt vielmehr von diversen Randbedingungen ab [Schr95].

- Dem *Geschwindigkeitsgefälle* $\dot{\gamma}$: In vielen Fluiden ist die Schubspannung nicht proportional zum Geschwindigkeitsgefälle. Die Viskosität dieser Fluide ist somit abhängig vom Geschwindigkeitsgefälle. Abbildung 1.2 zeigt einige Beispiele.
- Der *Temperatur* ϑ : Die Viskosität eines Fluids ist im Allgemeinen sehr stark von der Temperatur abhängig. Grundsätzlich gilt dabei, dass mit steigender Temperatur die Viskosität von Gasen steigt, während sie bei Flüssigkeiten sinkt. Eine für newtonsche Flüssigkeiten üblicherweise auf einen breiten Temperaturbereich anwendbare Formel für die Viskosität ist

$$\eta = A \cdot e^{\frac{E_v}{k\vartheta}} \quad (1.7)$$

Wobei A und E_v flüssigkeitsspezifische Größen darstellen, k die Boltzmannkonstante und ϑ die Temperatur ([Whor92]).

- Dem *Druck* p : Die Viskosität von Flüssigkeiten ist im allgemeinen nur bei sehr hohen Drücken (> 100 bar) druckabhängig.

⁴Eine verbreitete, aber nicht mehr gültige Einheit für die dynamische Viskosität ist das *Centipoise* (cP), das $1mPas$ entspricht.

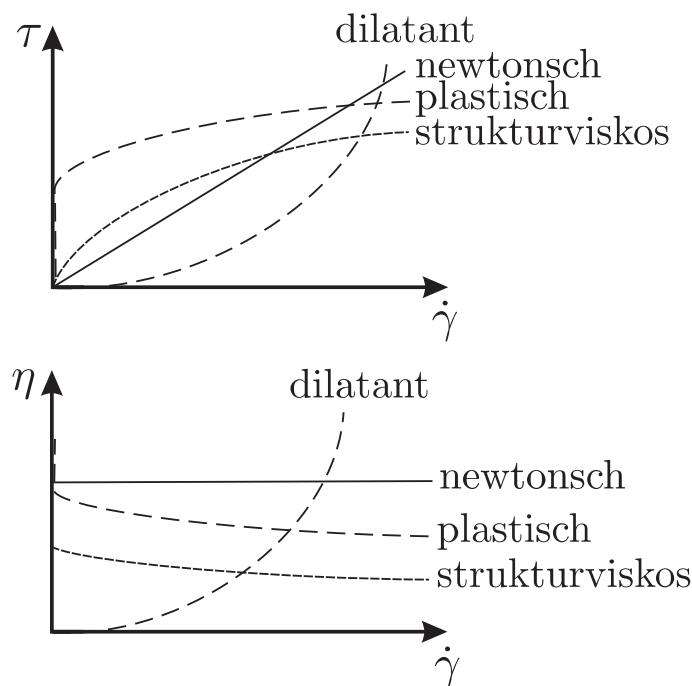


Abbildung 1.2: Typische Beispiele von Fließ- und Viskositätskurven von Fluiden

- *Der Zeit t :* Bei gewissen Flüssigkeiten verändert sich die Viskosität, während sie einer Scherung ausgesetzt ist.

Um einen quantitativen Eindruck der Einheit für die dynamische Viskosität zu geben, sind in Tabelle 1.1 die Viskositäten einiger Flüssigkeiten bei Raumtemperatur ersichtlich.

1.3 Stand der Technik

Es existiert eine Vielzahl von Viskositäts-Messgeräten, die auf sehr unterschiedlichen Prinzipien basieren. Bezüglich ihres Einsatzbereichs kann man sie in zwei Gruppen unterteilen, die *Labor-Viskosimeter* und die *Prozess-Viskosimeter*. Aufgrund der Zugehörigkeit eines Viskosimeters zu einer dieser Gruppen werden an das Messgerät stark unterschiedliche Anforderungen gestellt:

Die Hauptanforderung an ein Labor-Viskosimeter ist für gewöhnlich

Flüssigkeit	Dynamische Viskosität bei 20°C
Aceton	0.33mPas
Wasser	1mPas
dünnes Öl	ca. 50mPas
Honig	ca. 10000mPas
Teer	> 10 ⁵ mPas

Tabelle 1.1: Beispiele von Flüssigkeiten mit ihren typischen Viskositäten bei Raumtemperatur.

eine hohe Genauigkeit und Reproduzierbarkeit, sowie die Möglichkeit, Proben unter unterschiedlichen, reproduzierbaren Randbedingungen wie Temperatur und Scherrate, zu untersuchen. An gewisse Laborgeräte wird zudem der Anspruch gestellt, *absolute* Messungen durchzuführen. Das bedeutet, dass die Viskosität nicht im Sinne einer Vergleichsmessung anhand von Kalibrierungsdaten, sondern aus den Systemparametern selbst bestimmt wird. Der Vorteil, der sich daraus ergibt, ist die Unabhängigkeit der Messung vom verwendeten Messgerät, speziell bei der Aufnahme von Fließkurven nicht newtonscher Fluide.

Bei Prozess-Viskosimetern ist eine reproduzierbare Herstellung von physikalischen Randbedingungen nur bedingt erwünscht: Um auch bei nicht newtonschen Flüssigkeiten ein reproduzierbares Messsignal zu ermöglichen, muss die Scherrate konstant gehalten werden. Übrige Prozessparameter, insbesondere die Medientemperatur, dürfen nicht vom Messgerät beeinflusst werden. Vielmehr soll die Viskosität des Fluids bei der aktuellen Prozesstemperatur bestimmt werden.

Da bei Prozessviskosimetern der Messwert a priori eng mit dem verwendeten Prozess in Verbindung steht, wird an Prozessviskosimeter der Anspruch einer Absolutmessung kaum gestellt.

Im Folgenden werden einige gängige Verfahren zur Viskositätsbestimmung vorgestellt und ihre Eignung für Prozessmessungen in der Halbleiterindustrie kurz diskutiert.

1.3.1 Rotationsviskosimeter

Viskosimeter nach diesem Prinzip existieren in grosser Vielfalt sowohl als Prozess- als auch als Laborgeräte zur Messung der Viskosität, respektive der Fliesskurven von Flüssigkeiten und Gasen. Allen gemeinsam ist die Tatsache, dass ein üblicherweise kegelförmiger oder zylindrischer Körper in das zu testende Fluid ganz oder teilweise eingetaucht wird. Bei einem *Searl-System* wird dieser Zylinder, bei einem *Couette-System* der Behälter des Fluids in Rotation versetzt. Dadurch wird dem Fluid eine Scherrate eingeprägt, worauf es mit einer Schubspannung reagiert. Das resultierende Drehmoment kann sowohl am eingetauchten Körper als auch am Behälter gemessen werden. Abbildung 1.3 zeigt einige typische Bauformen von Rotationsviskosimetern. Beim *Couette-System* befindet sich das Fluid in einem rotierenden Behälter und schert sich an einem stillstehenden, darin eingetauchten Zylinder. Das *Searl-System* ist ähnlich aufgebaut, jedoch befindet sich der Innenzylinder in Rotation, während der Fluid-Behälter stillsteht. Beim *Platte-Kegel-Viskosimeter* befindet sich das Fluid, üblicherweise eine hochviskose Flüssigkeit, zwischen einer Platte und einem Kegel, dessen Spitze die Platte berührt und in Rotation versetzt wird. Üblicherweise werden die Systemparameter so eingestellt, dass sich eine laminare Schichtenströmung im Messspalt ergibt. Das sich einstellende Drehmoment ist in diesem Fall proportional zur Drehzahl und der Viskosität (vgl. Kap. 4.2.1). Bei den oben erwähnten Ausführungsformen ist die Scherrate ausserdem unter Einhaltung gewisser Randbedingungen konstant im gesamten Messbereich.

$$\eta = k \cdot \frac{M}{\omega} \quad (1.8)$$

Rotationsviskosimeter, welche diese Bedingung erfüllen, nennt man *Absolut-Viskosimeter*. Sie ermöglichen eine absolute Bestimmung der Viskosität rein rechnerisch über das Drehmoment unter Berücksichtigung der Geometrie des Messkörpers, der Drehzahl, sowie des Behälters. Des weiteren ist eine Aufzeichnung von Fliesskurven nicht newtonscher Fluide mit diesen Messteräten möglich.

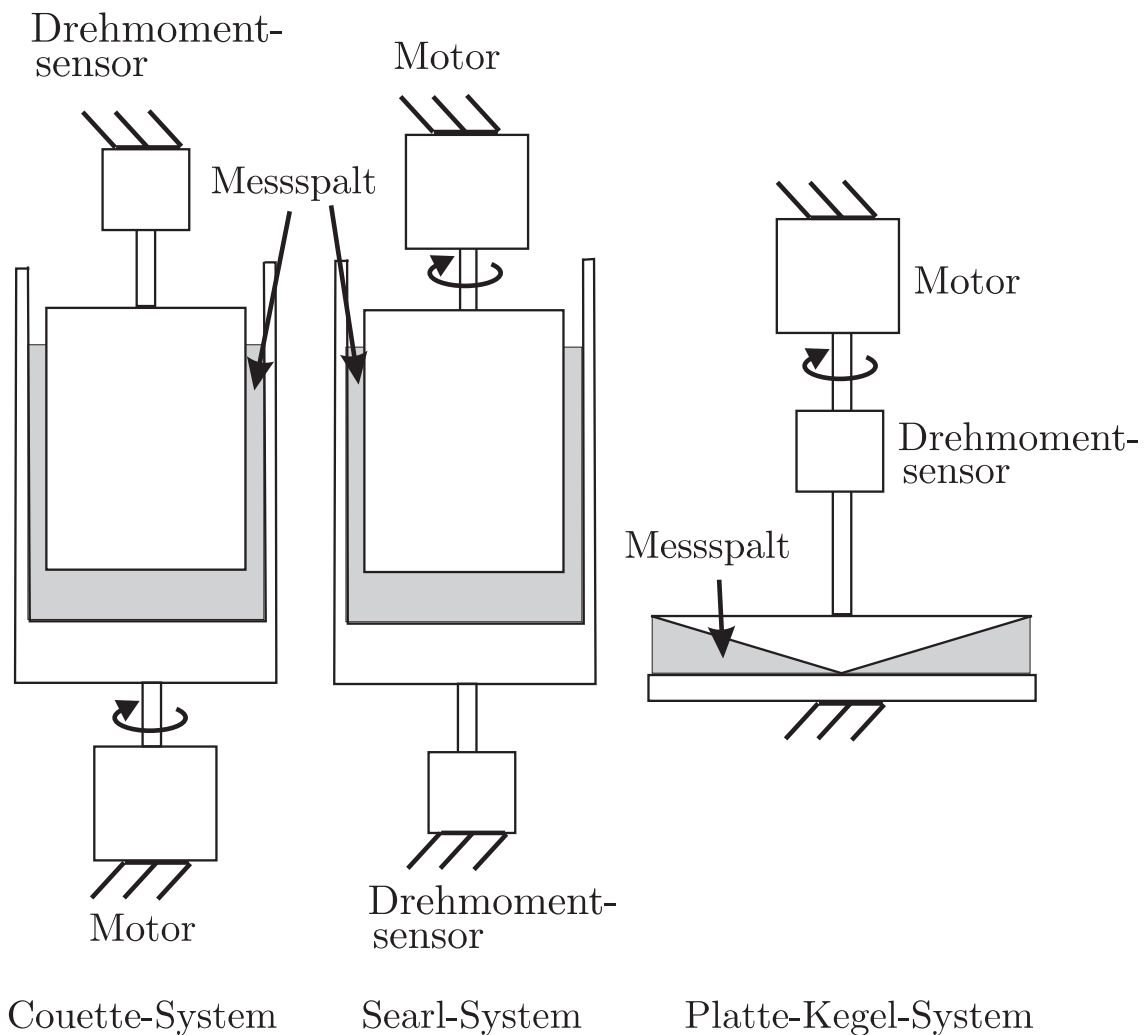


Abbildung 1.3: Typische Beispiele von Rotationsviskosimetern

1.3.2 Fallviskosimeter

Bei Fallviskosimetern fällt ein Körper, üblicherweise getrieben durch sein Eigengewicht, durch die Flüssigkeit, deren Viskosität bestimmt werden soll (Abbildung 1.4). Die an dem Körper haftende Flüssigkeitshaut schert sich mit Flüssigkeit, welche durch die Bewegung des Körpers verdrängt wird. Es resultiert eine Reibungskraft entgegen der Schwerkraft des Fallkörpers. Nach einer Beschleunigungsphase stellt sich eine konstante Fallgeschwindigkeit ein, die proportional zur Viskosität der Flüssigkeit ist.

Da die treibende Kraft die Gravitation ist, muss zur Bestimmung der dynamischen Viskosität die Dichte der Testflüssigkeit bekannt sein:

$$\eta = k \cdot (\rho_{fl} - \rho_{koerper}) \cdot \Delta t \quad (1.9)$$

Fall-Viskosimeter erlauben eine sehr präzise Bestimmung der Viskosität von newtonschen Flüssigkeiten im Labor-Bereich. In ihrer ursprünglichen, sehr einfachen Form mit optischen Markierungen zur Fallzeitbestimmung durch einen Operator setzen sie allerdings voraus, dass die Flüssigkeit durchsichtig ist. Zur Bestimmung von Fließkurven nicht newtonscher Flüssigkeiten sind Viskosimeter dieses Typs nicht geeignet, da sich kein homogenes Geschwindigkeitsgefälle einstellen lässt.

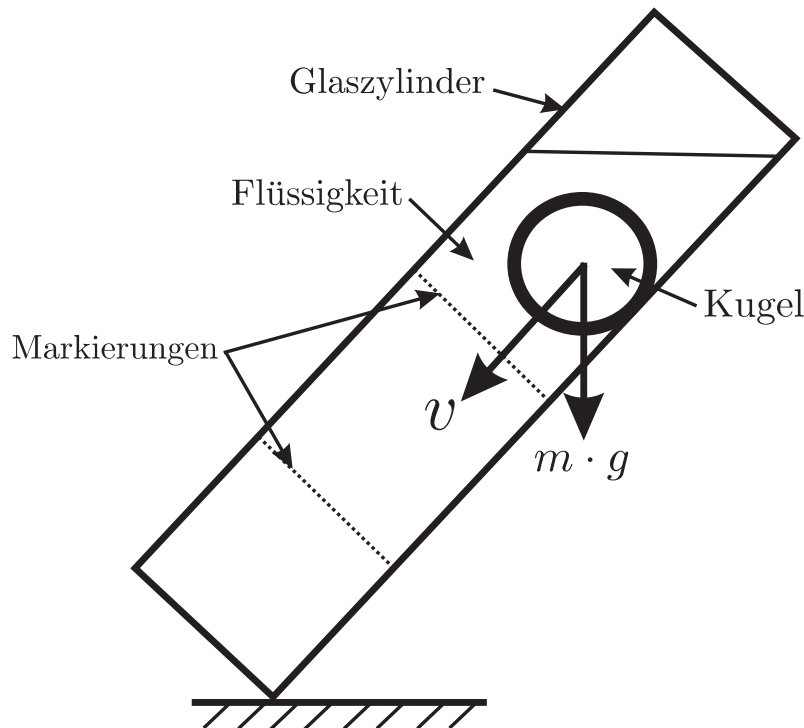


Abbildung 1.4: Prinzip des Kugelroll-Viskosimeters, einer Variante des Fallviskosimeters. Um einen reproduzierbaren fluidodynamischen Zustand zu erreichen, wird der zylindrische Flüssigkeitsbehälter in einem fixen Winkel $< 90^\circ$ aufgestellt.

Es existieren Prozessviskosimeter, welche nach einem ähnlichen Prin-

zip funktionieren. Der Fallkörper wird in diesen Geräten üblicherweise nicht durch sein Eigengewicht bewegt, sondern elektromagnetisch durch die Flüssigkeit getrieben. Das sich ergebende Messsignal ergibt sich aus der Relation zwischen der auf die Kugel oder den Kolben eingprägten Kraft und der Fallzeit oder Fallgeschwindigkeit. Diese wird mittels geeigneter Sensoren bestimmt. Die Viskosität kann somit wie folgt berechnet werden:

$$\eta = k \cdot \Delta t \quad (1.10)$$

Viskosimeter nach diesem Funktionsprinzip können leicht so gestal-

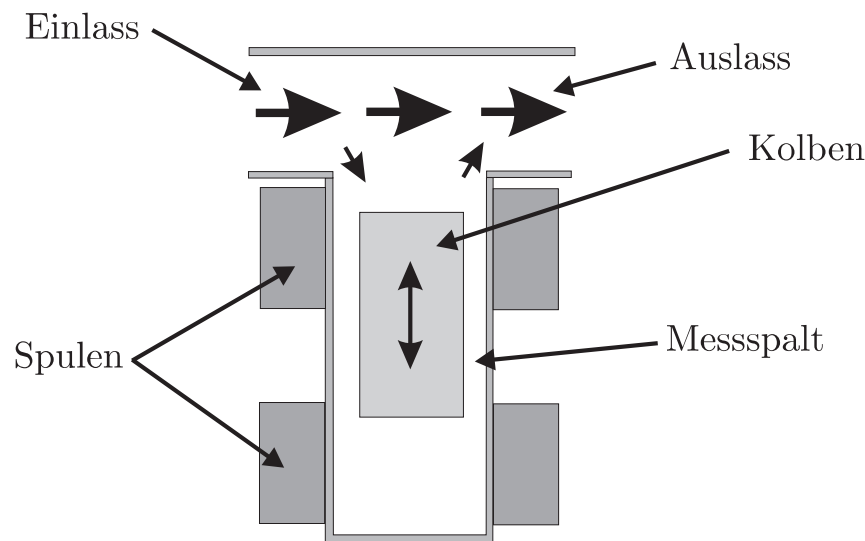


Abbildung 1.5: Kolben-Viskosimeter. Messgeräte nach diesem Prinzip werden als In-line, sowie als Tank-Viskosimeter eingesetzt.

tet werden, dass sämtliche benetzten Teile mit einer dicken Schicht aus Fluorkunststoff ummantelt sind. Bei fehlender radialer Stabilisierung durch geeignete (Magnet-)Lager entsteht allerdings Oberflächenreibung durch die ständige axiale Verschiebung des Kolbens, der an einer Seitenwand aufliegt. Trotz der üblicherweise guten Gleiteigenschaften von Fluorkunststoffen wird der daraus resultierende Abrieb für viele Prozesse in der Halbleiterfertigung nicht tolerierbar sein.

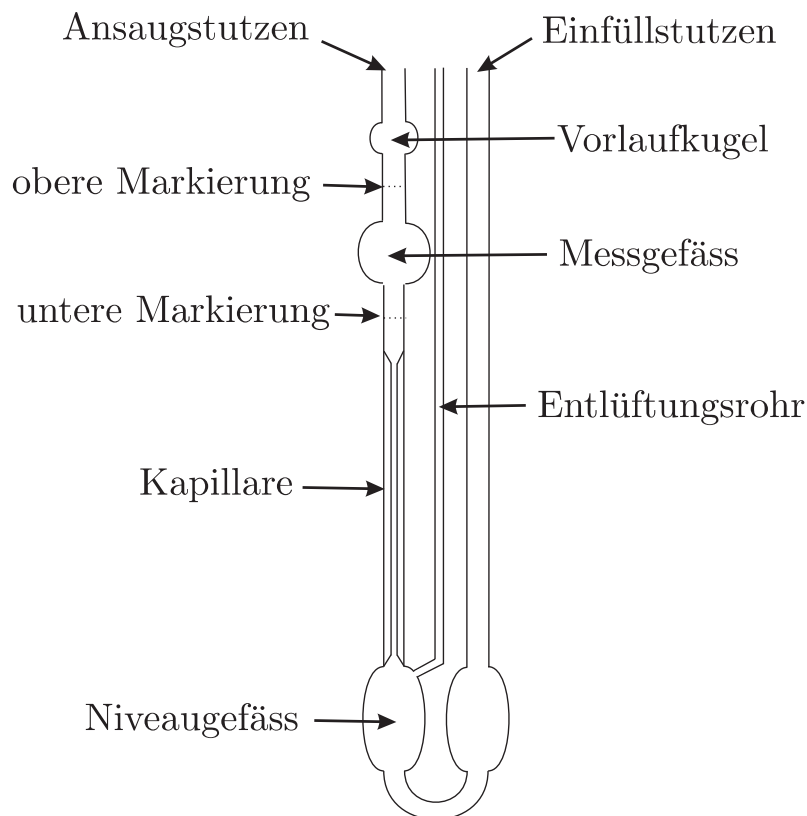


Abbildung 1.6: Kapillarviskosimeter

1.3.3 Kapillar-Viskosimeter

Die zu testende Flüssigkeit fließt durch eine Glaskapillare, getrieben durch ihr Eigengewicht (Abbildung 1.6). Es bilden sich konzentrische, zylindrische Flüssigkeitsschichten, die mit unterschiedlicher Geschwindigkeit nach unten fließen, während die äußerste Flüssigkeitsschicht am Rand der Kapillare haftet. Wenn sich ein stabiler Fliesszustand eingestellt hat, ist der Widerstand, der dem Fließen entgegengesetzt wird, proportional zur dynamischen Viskosität, während die treibende Kraft proportional zur Dichte der Flüssigkeit ist. Die sich einstellende Durchflussrate ist somit proportional zur kinematischen Viskosität. Anhand der Zeit, in der die Oberfläche der Flüssigkeit von einer Markierung zu einer nächsten, weiter unten angebrachten Markierung absinkt, kann die kinematische Viskosität der Flüssigkeit bestimmt wer-

den.

$$\nu = k \cdot \Delta t \quad (1.11)$$

Um daraus auf die dynamische Viskosität zu schliessen, ist eine Bestimmung der Dichte der Testflüssigkeit nötig:

$$\eta = \nu \cdot \rho = k \cdot \Delta t \cdot \rho \quad (1.12)$$

Kapillar-Viskosimeter erlauben trotz ihres recht einfachen Aufbaus sehr präzise und einfache Viskositätsmessungen von newtonschen Flüssigkeiten.

Auch eine präzise Temperierung der Probe lässt sich problemlos erreichen, indem die Kapillare in ein Wasserbad eingetaucht wird. Aus diesen Gründen werden Kapillarviskosimeter für die Viskositätsbestimmung von newtonschen Flüssigkeiten unter Laborverhältnissen sehr oft verwendet. Auch die Referenzmessungen für die vorliegende Arbeit wurden hauptsächlich mit Kapillarviskosimetern durchgeführt.

Der Einsatz von Kapillarviskosimetern als Prozessmessgeräte ist ebenfalls möglich. Das Prinzip besteht hierbei darin, dass der Druck, der die Flüssigkeit durch die Kapillare treibt, nicht durch ihr Eigengewicht, sondern vom umgebenden System, respektive einer separaten Pumpe aufgebaut wird. Über die Relation zwischen der Druckdifferenz über der Kapillare und dem Durchfluss durch die Kapillare kann direkt auf die dynamische Viskosität geschlossen werden.

$$\eta = k \cdot \frac{\Delta p}{\dot{V}} \quad (1.13)$$

Da dazu aber sowohl eine Differenzdruck- als auch eine (oft selbst wiederum von der Viskosität abhängige) Durchflussmessung nötig ist, ist das Gesamtsystem sehr aufwendig.

Die geringe Härte von Fluorpolymeren erschwert eine präzise Fertigung von Kapillaren mit geringem Durchmesser. Mit genügend grosser Durchflussrate durch die Kapillare und entsprechend empfindlichen Drucksensoren wäre aber auch eine Messung geringer Viskositäten ($\sim 1 \text{ mPas}$) denkbar. Das Prinzip der Differenzdruckmessung über einer Verjüngung im Prozessflusspfad wird in der Halbleiterindustrie erfolgreich eingesetzt - allerdings für die Bestimmung des Durchflusses bei bekannter Viskosität. Ein Problem stellen die Membranen vor

den Drucksensoren dar, die für eine präzise und schnell ansprechende Druckmessung dünn sein müssen und somit vom Medium schnell durchdiffundiert werden können. Die Durchflussmessung, welche von der Viskosität nicht oder zumindest nur so beeinflusst werden darf, dass eine Entkoppelung der beiden Messgrößen Durchfluss und Viskosität möglich ist, unterliegt ebenfalls den hohen Anforderungen, die die Halbleiterindustrie stellt.

1.3.4 Schwingungviskosimeter

Bei diesen Messgeräten wird eine Sonde, die sich im zu messenden Fluid befindet, in Schwingung gebracht. Das Fluid wirkt dämpfend auf die Schwingung, so dass zur Beibehaltung der Amplitude Leistung zugeführt werden muss. Die Menge der zuzuführenden Leistung ist ein Maß für die Viskosität. Diese Messmethode ist stark von der Dichte des Mediums abhängig.

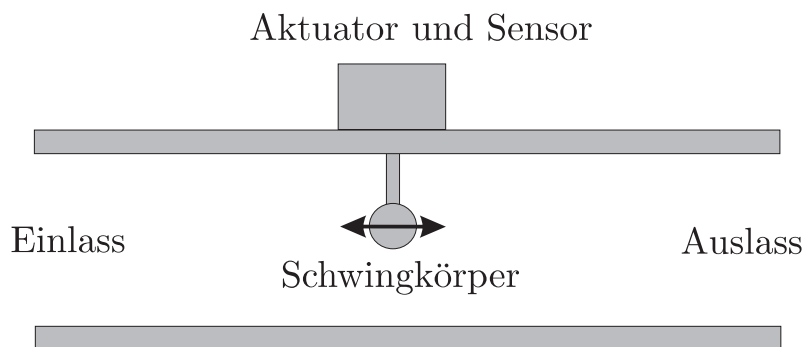


Abbildung 1.7: Schwingungviskosimeter

Auf dem Markt sind Schwingungviskosimeter erhältlich, bei denen die gesamte benetzte Oberfläche mit einem Fluorkunststoff überzogen ist. Allerdings werden nur sehr dünne Beschichtungen im μm -Bereich angeboten, was den langfristigen Einsatz in hochaggressiver Umgebung verunmöglicht, da durch Diffusion die Metallteile unter der Beschichtung angegriffen werden können.

1.3.5 Zusammenfassung der Methoden

Tabelle 1.2 zeigt zusammengefasst die in diesem Kapitel vorgestellten Methoden zur Viskositätsmessung. Grundsätzlich erlauben alle Prinzipien eine Realisierung als Prozessviskosimeter.

Die benetzten Teile eines Labor-Rotationsviskosimeters können problemlos mit beliebig dicken Fluorpolymer-Schichten umkapselt oder auch vollständig aus Fluorpolymer hergestellt werden. Ausserdem findet bei Laborviskosimetern keine Oberflächenreibung innerhalb des zu testenden Fluids, und somit keine Kontamination des Fluids durch Abrieb statt. In der Ausführung als Prozessviskosimeter gehen im Falle mechanisch gelagerter Geräte beide Vorteile verloren, können jedoch durch Einsatz von Magnetlagern und einem berührungslosen Antriebssystem wiedergewonnen werden.

Bei den übrigen Sensorprinzipien ist, zumindest in ihrer klassischen Bauform, die Erfüllung der genannten Voraussetzungen nur bedingt möglich. Abhilfe kann, zum Beispiel beim Fall- oder Schwingungsviskosimeter, ebenfalls ein magnetgelagertes System bringen. Da aber ein rotatives System aufgrund der Möglichkeit einer gleichförmigen Bewegung besser zur Viskositätsmessung geeignet ist, wurde dieses Prinzip nicht weiter untersucht. In [Hahn02] ist die grundsätzliche Möglichkeit der Schwingungsviskosimetrie mit lagerlosen Scheibenläufermotoren beschrieben.

1.4 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit war, aufbauend auf einem lagerlosen Scheibenläufermotor der Firma *Levitronix GmbH* (siehe Kap. 2) ein Rotationsviskosimeter zu entwickeln, das als Prozessmessgerät eingesetzt werden kann und den hohen Anforderungen der Halbleiterindustrie genügt. Wichtig war dabei, dass das bestehende System, das für den Pumpeinsatz entwickelt und ausgelegt wurde, weitgehend unverändert übernommen und durch eine Veränderung der *Firmware* an den Betrieb als Viskosimeter angepasst werden kann. Die einzigen speziell für den Einsatz als Viskositätsmessgerät zu produzierenden Teile sollten der Rotor sowie das Messgehäuse sein. Der Motor, die Steuerelektro-

	Gestaltung als Prozessviskosimeter	Fluorkunststoff- Ummantelung	Vermeidung von Abrieb
Rotationsviskosimeter	+	+ ¹	++ ¹
Fallviskosimeter	+	++	-
Kapillarviskosimeter	+ -	-	++
Schwingungviskosimeter	++	+ -	++

Tabelle 1.2: Sensorbewertung

¹bei Einsatz von Magnetlagern

nik, die Peripherie und die Speisung sollten unverändert vom Pumpsystem übernommen werden können.

Die Genauigkeit, Reproduzierbarkeit, Zuverlässigkeit und Bedienungsfreundlichkeit des Messgeräts sollten sich an bestehenden Messgeräten orientieren. Es wurden die folgenden Ziele gesetzt:

- **Messbereich:** Insgesamt 1 – 2000 *mPas*
- **Genauigkeit:** 1% des Messbereichs
- **Wiederholbarkeit:** 0.5% des Messbereichs

Es sollten die Möglichkeiten und Grenzen gezeigt werden, die die Technologie des lagerlosen Scheibenläufermotors für den Einsatz als Prozessviskosimeter unmittelbar mit sich bringt. Ausserdem sollten Prototypen aufgebaut und im Einsatzgebiet getestet werden.

1.5 Aufbau der Arbeit

Das Vorgehen zum Erreichen der in Kapitel 1.4 definierten Ziele ist grob in Abbildung 1.8 schematisiert. Aufgrund der Erstellung und Auswertung einfacher, allgemein gültiger Modelle und gesetzter Vorgaben - etwa an den gesamthaft abzudeckenden Messbereich - wurde entschieden, zwei Prototypen zu entwickeln.

Anhand vorgeschlagener Sensorkonzepte wurden verfeinerte Modelle gebildet, welche wiederum die Vorlage zur Entwicklung des Messgehäuses, des Rotors, sowie der *Firmware* des entsprechenden Prototyps lieferten. Anhand der Prototypen wurden Messungen gemacht, welche das zuvor aufgestellte Modell bestätigen, erweitern, korrigieren oder auch widerlegen sollten.

Dies führte zu einem iterativen Prozess, in dem die aufgestellten Modelle und die Prototypen korrigiert wurden, mit dem Ziel, die vorgegebene Spezifikation einhalten zu können.

Die vorliegende Dokumentation dieser Arbeit ist wie folgt gegliedert:

In *Kapitel 2* wird eine Einführung in die Technologie der aktiven und passiven Magnetlager gegeben. Anschliessend wird der lagerlose Scheibenläufermotor, auf dem das lagerlose Rotationsviskosimeter basiert, beschrieben. Abgeschlossen wird das Kapitel mit einer Untersuchung über den Zusammenhang zwischen dem Antriebsstrom des lagerlosen Scheibenläufermotors und dem Drehmoment, welches auf den Rotor wirkt und die eigentliche Messgrösse des lagerlosen Rotationsviskosimeters darstellt.

Kapitel 3 beschreibt die Ausgangslage der Entwicklung des lagerlosen Rotationsviskosimeters und anschliessend unterschiedliche Konzepte zur prinzipiellen Gestaltung. Dabei werden insbesondere die geeignete Wahl des Messbereichs und das Prinzip dessen Umspülung mit der Testflüssigkeit diskutiert.

Kapitel 4 behandelt die fluiddynamischen Modelle, anhand welcher die Funktion sowie Rahmenbedingungen für den Betrieb des lagerlosen Rotationsviskosimeters bestimmt werden.

In *Kapitel 5* werden thermische Rahmenbedingungen und Einflüsse auf die Viskositätsmessung beschrieben.

In *Kapitel 6* beschreibt die Auslegung der lagerlosen Rotationsviskosimeter für unterschiedliche Viskositätsbereiche, den Aufbau der Prototypen, sowie die Gestaltung der Software.

In *Kapitel 7* werden die erreichten Resultate und gewonnenen Erkenntnisse diskutiert.

In *Kapitel 8* wird die Arbeit kurz zusammengefasst und ein Ausblick gegeben.

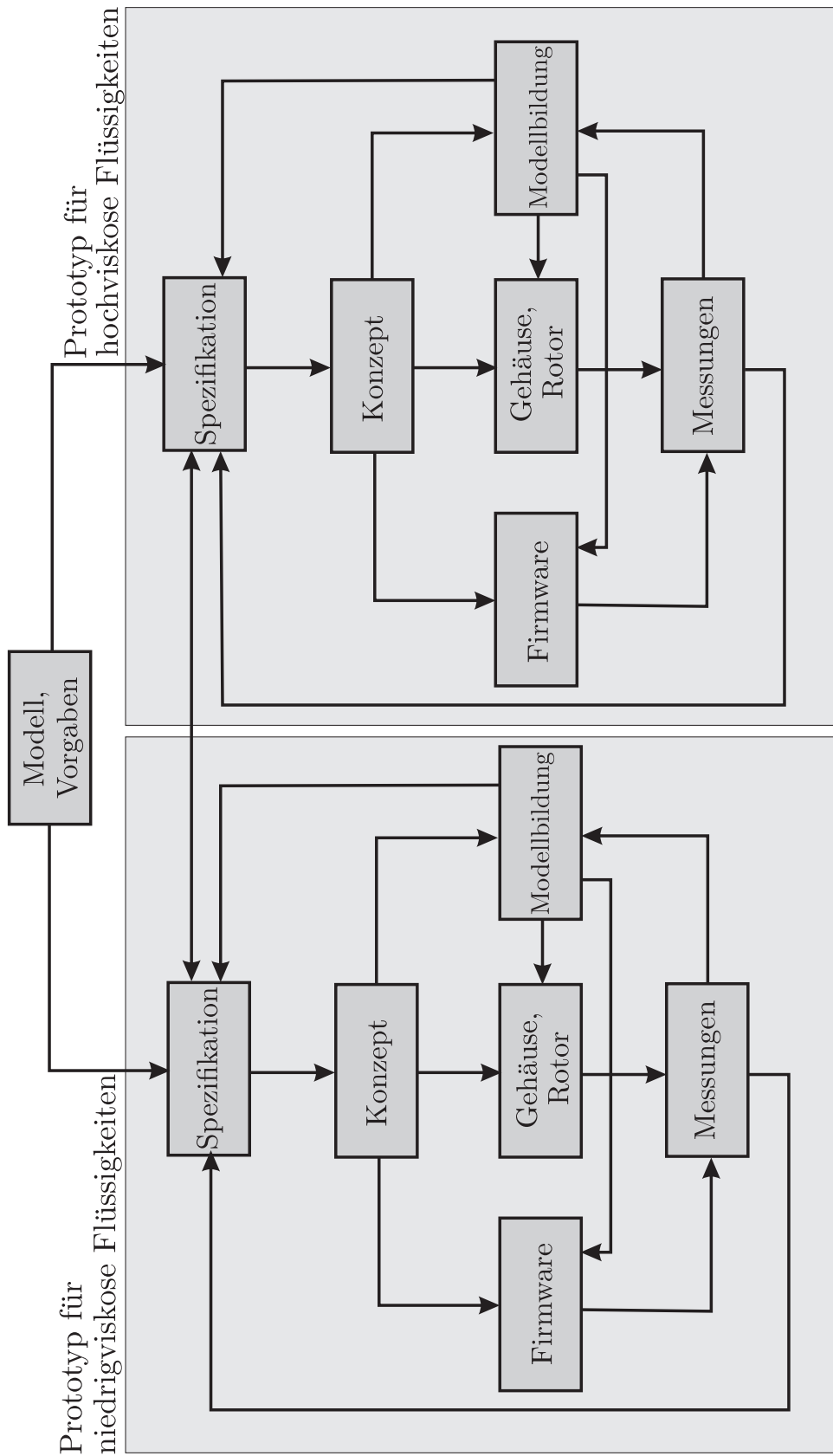


Abbildung 1.8: Entwicklungsdiagramm

Kapitel 2

Der lagerlose Scheibenläufermotor

Dieses Kapitel gibt eine Einführung in die Funktionsweise des lagerlosen Scheibenläufermotors, auf welchem die vorliegende Arbeit aufbaut. Eine genauere Beschreibung findet sich in [Barl98].

Es handelt sich hierbei um einen an der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich entwickelten Motor, dessen Rotor magnetisch gelagert ist, und in dem sowohl die Lagerung als auch der Antrieb in einer mechanischen Einheit realisiert ist [Bich90]. Das bedeutet nicht, wie der Begriff vermuten lassen kann, das Fehlen von jeglichen Lagerkräften, sondern lediglich die mechanische Vereinigung von Motor- und Lagereinheit. Diese Vereinigung lässt sehr kompakte Aufbauten vollständig magnetisch gelagerter Antriebssysteme zu. Im Gegensatz dazu sind bei konventionellen magnetgelagerten Antriebssystemen die Magnetlager und die Antriebseinheit voneinander getrennt.

Von einem *Scheibenläufermotor* spricht man, wenn der Durchmesser d_r des Läufers, resp. der Rotors wesentlich grösser ist als dessen Länge l_r .

$$d_r \gg l_r \tag{2.1}$$

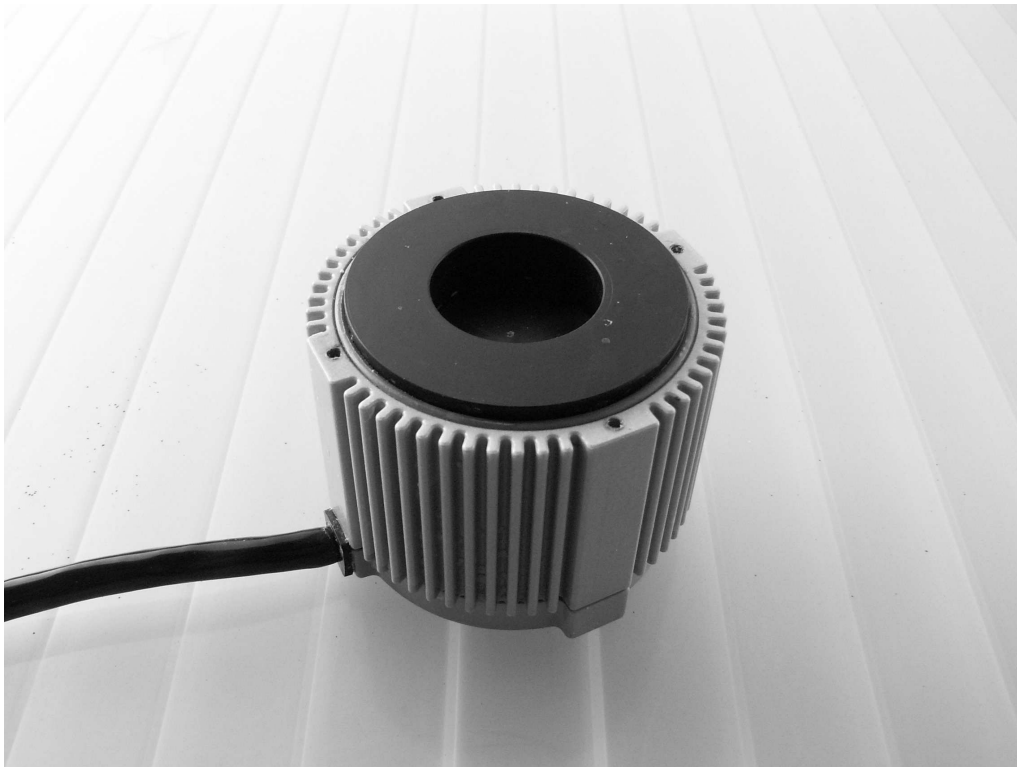


Abbildung 2.1: Bild des in dieser Arbeit verwendeten lagerlosen Scheibenläufermotors BSM 1.1 der Firma Levitronix.

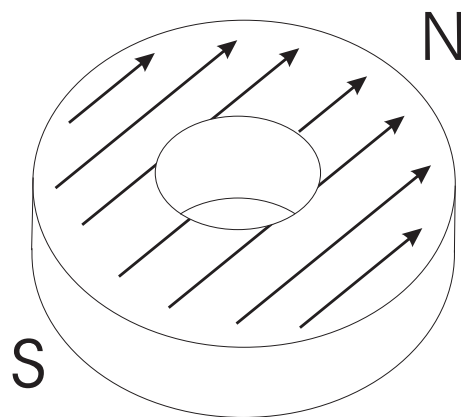


Abbildung 2.2: Diametral magnetisierter Seltenerde-Magnet als Kern des Rotors im lagerlosen Scheibenläufermotor

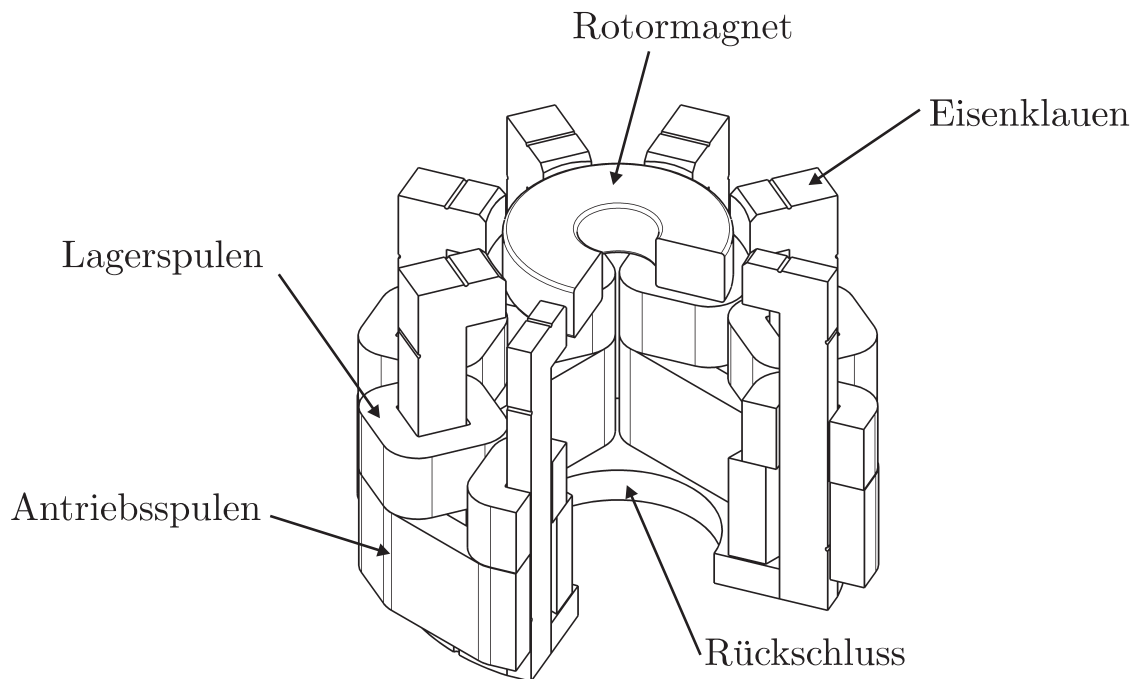


Abbildung 2.3: Eisenkreis des lagerlosen Scheibenläufermotors

Beim in dieser Arbeit verwendeten lagerlosen Scheibenläufermotor wird als Rotor ein diametral magnetisierter Ringmagnet verwendet (Abbildung 2.2). Der Aufbau des Stators ist in Abbildung 2.3 ersichtlich.

Die Lagerung des Rotors ist durch eine Kombination von aktiven und passiven Magnetlagern realisiert, wobei drei Freiheitsgrade des Rotors passiv geregelt werden. Dies verringert die Systemkomplexität gegenüber vollständig aktiv geregelten Rotorsystemen erheblich. Bei konventionellen magnetgelagerten Antriebssystemen sind neben der eigentlichen Antriebseinheit - dem Motor - zwei Radiallager mit je zwei aktiv geregelten Freiheitsgraden und ein aktives Axiallager notwendig. Zusätzlich zur Antriebsregelung müssen fünf Freiheitsgrade erfasst und in verteilten Systemen aktiv geregelt werden.

Durch die passive Regelung von drei Freiheitsgraden im lagerlosen Scheibenläufermotor verbleiben - die Antriebsregelung mitgerechnet -

drei Freiheitsgrade, welche aktiv geregelt werden müssen.

2.1 Grundlagen der Magnetlagerung

Im Folgenden werden allgemeine Grundlagen der Magnetlagerung erörtert. Eine umfassende Abhandlung findet sich in [Schö93].

Anschliessend wird spezifisch auf die aktiven und passiven Magnetlager eingegangen, welche im in dieser Arbeit verwendeten lagerlosen Scheibenläufermotor eingesetzt werden.

2.1.1 Passive Magnetlager

Passive Magnetlager stabilisieren einen oder mehrere Freiheitsgrade eines Körpers durch magnetische Kräfte ohne Mithilfe von elektronischen Regelsystemen. Man unterscheidet zwischen Permanentmagnetlagern und Reluktanzlagern.

Permanentmagnetlager basieren auf anziehenden und abstossenden Kräften von Permanentmagneten. Unterschiedliche Ausführungsformen sind in [Yonn81] beschrieben.

Reluktanzlager beruhen auf magnetischen Kräften auf Körper unterschiedlicher Permeabilität gegenüber ihrer Umgebung, meist Eisen und Luft.

Abbildung 2.4 zeigt schematisch ein passives Reluktanzlager, welches eine Welle axial stabilisiert.

Das Feld eines Permanent- oder Elektromagneten wird im Stator und einem Ring im Rotor geführt, wie die Abbildung zeigt. Eine axiale Verschiebung des Rotors bewirkt durch Reluktanz eine rückwirkende Kraft.

$$F_m = F_m(X) \tag{2.2}$$

Bei kleinen Abweichungen um die Ruheposition kann Gleichung 2.2 linearisiert werden. Bezeichnet man ausserdem die Ruhelage der Welle

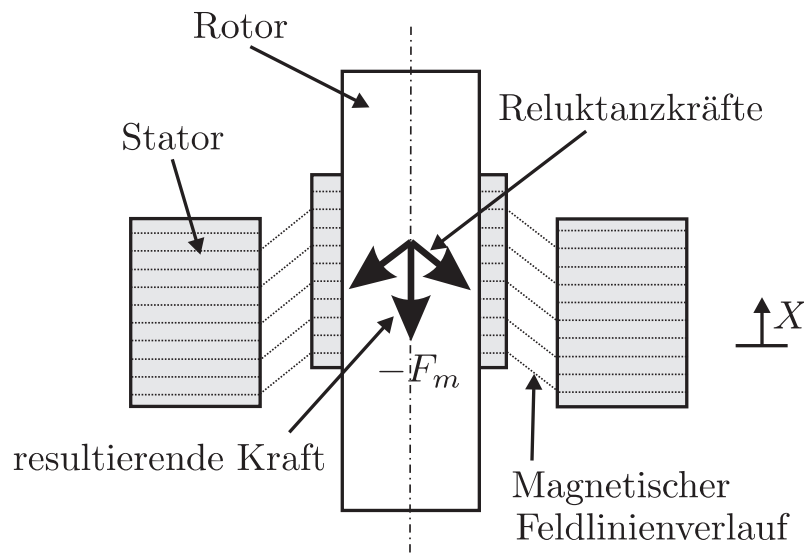


Abbildung 2.4: Prinzip eines axialen Reluktanzlagers

mit X_s , ergibt sich:

$$F_m(X) = \underbrace{\frac{\delta F_m}{\delta X} \Big|_{X=X_s}}_{<0} \cdot (X - X_s) \quad (2.3)$$

Mit

$$\frac{\delta F_m}{\delta X} \Big|_{X=X_s} =: -k_x \quad (2.4)$$

und

$$X - X_s =: x \quad (2.5)$$

ergibt sich

$$F_m = -k_x \cdot x \quad (2.6)$$

Zusätzlich kommt durch viskose Reibung und Wirbelstromverluste eine Dämpfung dazu.

$$F_d = -d \cdot \dot{x} \quad (d > 0) \quad (2.7)$$

Bezieht man eine Störkraft, die auf den Körper wirkt, in die Systemgleichung mit ein, ergibt sich folgende Differentialgleichung für ein passives Magnetlager:

$$m \cdot \ddot{x} = F_D - d \cdot \dot{x} - k \cdot x \quad (2.8)$$

Abbildung 2.5 zeigt das Strukturdiagramm.

Es ist ersichtlich, dass sich ein passives Magnetlager in der Nähe

Abbildung 2.5: Strukturbild eines passiven Magnetlagers für einen Freiheitsgrad

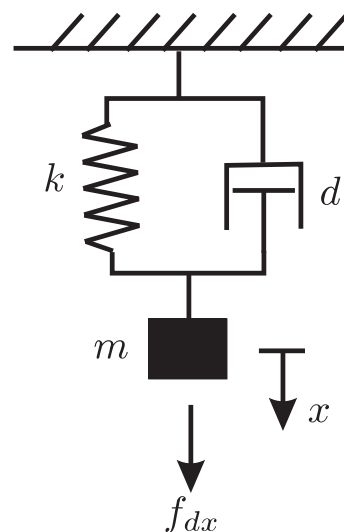


Abbildung 2.6: Feder-Dämpfer-Masse-System

seiner Ruhelage wie ein Feder-Masse-System (Abbildung 2.6) verhält. Wenn der gelagerte Körper von Luft oder Wasser umgeben ist, ist die Dämpfung eines passiven Magnetlagers üblicherweise schwach und steigt mit höherer Viskosität des umgebenden Fluids an.

2.1.2 Aktive Magnetlager

In aktiven Magnetlagern werden die Lagerkräfte durch Elektromagnete moduliert und von einem elektronischen System geregelt.

Abbildung 2.7 zeigt schematisch die wesentlichen Komponenten eines aktiven Magnetlagers für eine Achse.

Im Folgenden wird die unregelte Strecke des Magnetlagers betrachtet. Die Kraft, die auf den Schwebekörper wirkt, ist abhängig von dessen Position und der Bestromung der Elektromagnete:

$$F_m = F_m(\Delta I, X) \quad (2.9)$$

Die nichtlineare Funktion $F_m(\Delta I, X)$ wird für die Modellbildung um einen Arbeitspunkt linearisiert:

$$\begin{aligned} F_m(\Delta I, X) &= F_m(\Delta I, X) \Big|_{\Delta I=0, X=X_s} \\ &+ \underbrace{\frac{\delta F_m}{\delta X} \Big|_{\Delta I=0, X=X_s}}_{>0} \cdot (X - X_s) \\ &+ \frac{\delta F_m}{\delta I} \Big|_{\Delta I=0, X=X_s} \cdot \Delta I \end{aligned} \quad (2.10)$$

führt man die Hilfsvariablen $x := (X - X_s)$ und $i = \Delta I$ ein, ergibt sich für die Strecke eines aktiven Magnetlagers folgende Systemgleichung:

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{x} &= F_m(I_s, X_s) \\ &+ \frac{\delta F_m}{\delta X} \Big|_{\Delta I=0, X=X_s} \cdot x \\ &+ \frac{\delta F_m}{\delta I} \Big|_{\Delta I=0, X=X_s} \cdot i \end{aligned} \quad (2.11)$$

Mit

$$\begin{aligned} k_x &:= \frac{\delta F_m}{\delta X} \Big|_{\Delta I=0, X=X_s} \\ k_i &:= \frac{\delta F_m}{\delta I} \Big|_{\Delta I=0, X=X_s} \end{aligned}$$

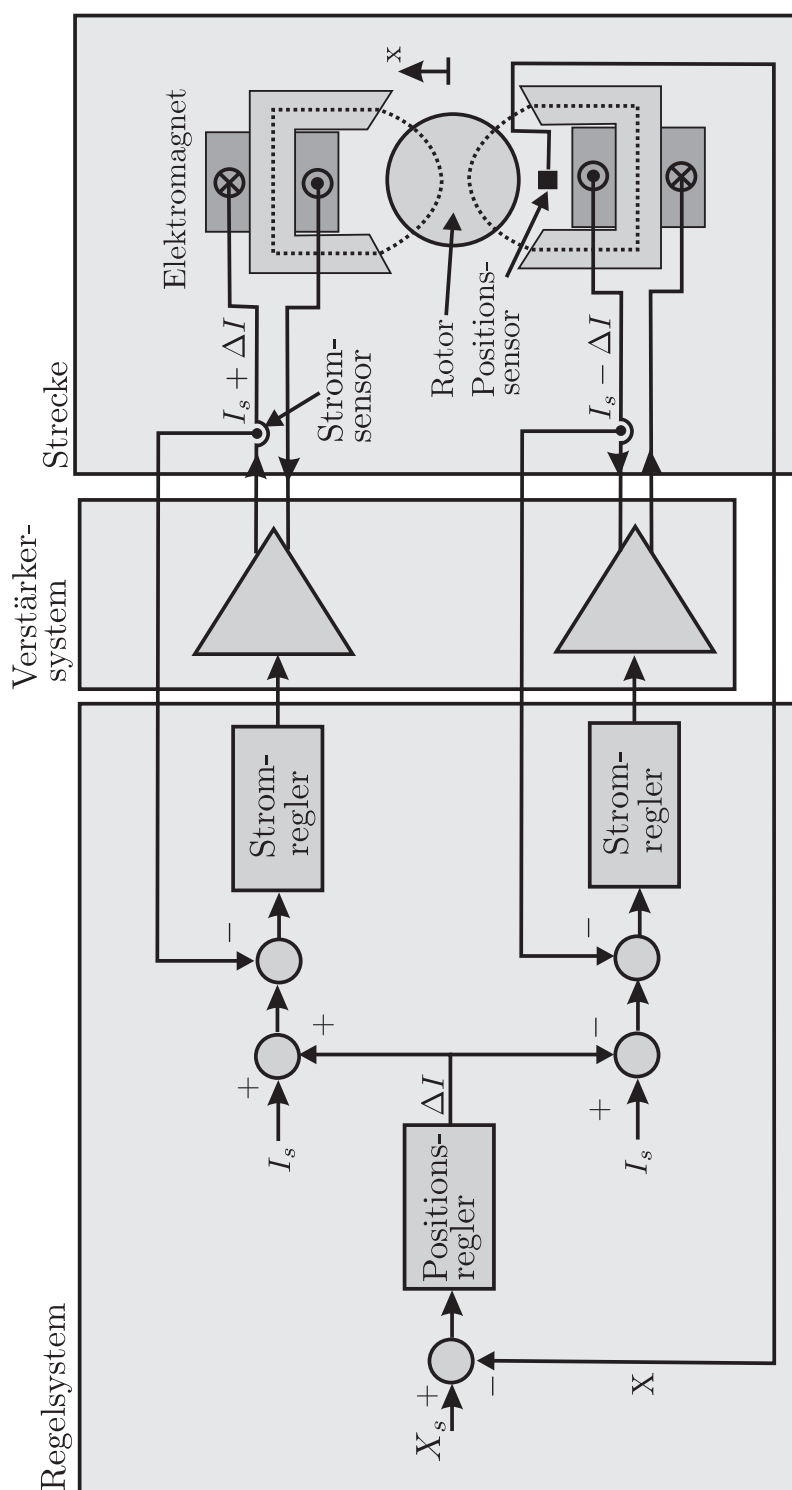


Abbildung 2.7: Vollständiges aktives Radiallager für eine Achse

ergibt sich vereinfacht

$$m \cdot \ddot{x} = k_x \cdot x + k_i \cdot i \quad (2.12)$$

Abbildung 2.8 zeigt das Strukturdiagramm der Strecke eines aktiven Magnetlagers gemäss Abbildung 2.7. Es ist ersichtlich, dass die beiden wesentlichen Unterschiede zwischen einem aktiven und einem passiven Magnetlager das Vorzeichen von k_x , sowie die Möglichkeit der Modulation der Gesamtkraft auf den Körper durch den Spulenstrom i sind. Das positive Vorzeichen von k_x wirkt destabilisierend auf die Strecke, da eine Auslenkung in die positive x -Richtung eine Kraft erzeugt, die ebenfalls in die positive x -Richtung zeigt, also mitkoppelnd wirkt.

Abbildung 2.8: Strukturdiagramm der Strecke eines aktiven Magnetlagers. Es unterscheidet sich vom Passivlager im Wesentlichen durch die Mittkopplung der Position.

Um die Strecke zu stabilisieren, ist eine gezielte Modulation der Gesamtkraft mittels des Spulenstroms nötig (vgl. Abbildung 2.7). Zu diesem Zweck muss die Position des schwebenden Körpers gemessen und einem Positionsregler, im einfachsten Fall einem PD-Regler [Hütt], üblicherweise aber einem PID-Regler, zugeführt werden. Dieser berechnet aus der aktuellen Position des zu lagernden Körpers den geforderten Spulenstrom für dessen Stabilisierung, welcher an die Stromregler übergeben wird. Die Stromregler regeln über ein leistungselektronisches System die Ströme in den Lagerspulen, welche zwecks der Schliessung des Strom-Regelkreises gemessen werden. Eine ausführliche Beschreibung findet man in [Hütt]. Abbildung 2.9 zeigt das Struk-

turdiagramm eines aktiven Magnetlagers als Erweiterung des Strukturdiagramms nach Abbildung 2.8.

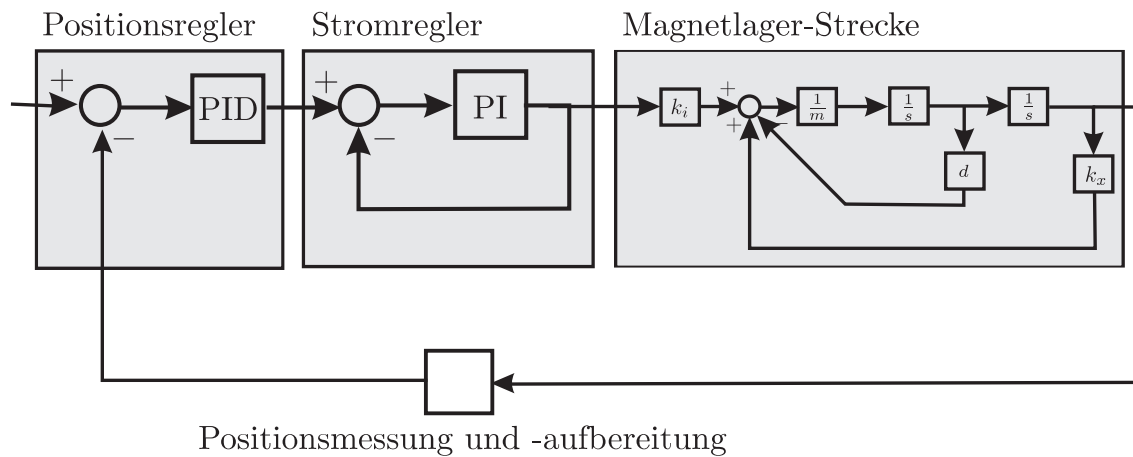


Abbildung 2.9: Strukturbild eines aktiven Magnetlagers mit Regelung

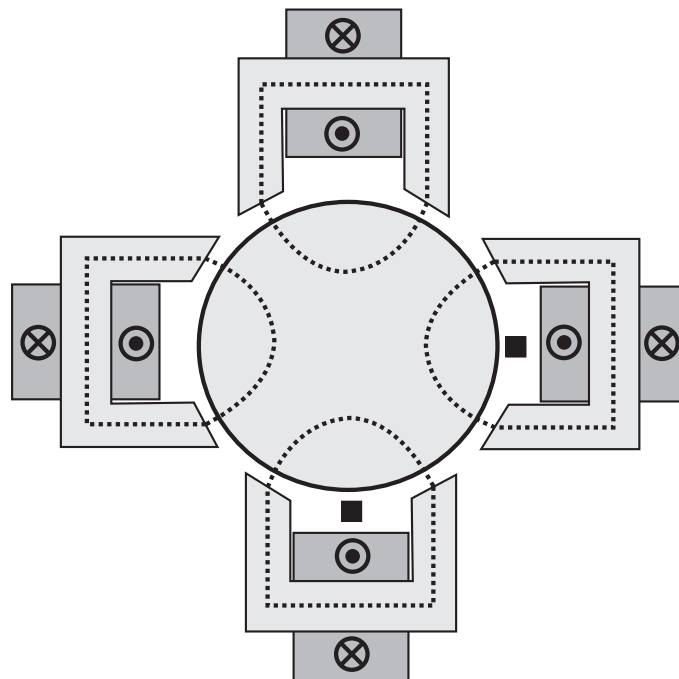


Abbildung 2.10: Aufbau eines Radiallagers für eine Ebene

Ein komplettes Radiallager setzt sich aus zwei Systemen nach Abbildung 2.7 zusammen, wie in Abbildung 2.10 ersichtlich.

2.1.3 Passive Magnetlager im lagerlosen Scheibenläufermotor

Die Funktionsweise der passiven Magnetlagerung im lagerlosen Scheibenläufermotor ist aus Abbildung 2.11 ersichtlich. Der Rotor befindet sich (aktiv geregelt, vgl. Kapitel 2.1.4) mittig zwischen acht L-förmigen Eisenklauen, welche durch einen ringförmigen Rückschluss verbunden sind. Eine axiale Verschiebung des Rotors bewirkt im Wesentlichen eine Reluktanzkraft, welche entgegen dieser Verschiebung wirkt (Abbildung 2.11 links). Für kleine Auslenkungen gilt für die Rückstellkraft näherungsweise:

$$F_z(z) = -k_z \cdot z \quad (2.13)$$

Das Axiallager im lagerlosen Scheibenläufermotor verhält sich somit für kleine Auslenkungen wie ein Feder-Masse-System.

Ebenso wirken bei einer Verkipfung des Rotors die Reluktanzkräfte so auf den Rotor, dass sich ein Drehmoment bildet, welches den Rotor zwingt, wieder die ursprüngliche Lage einzunehmen (Abbildung 2.11 rechts). Auch dieses Rückstellmoment kann für kleine Verkipfungen linearisiert werden:

$$M(\phi) = -k_\phi \cdot \phi \quad (2.14)$$

So werden insgesamt drei Freiheitsgrade (ein translativer und zwei

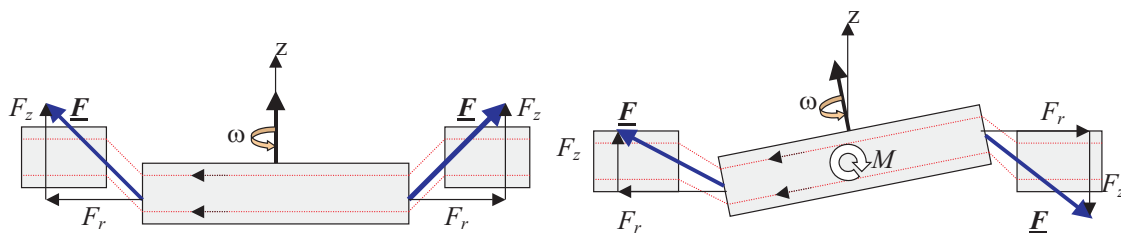


Abbildung 2.11: Prinzip der passiven Lagerung der axialen Verschiebung und Verkipfung des Rotors im lagerlosen Scheibenläufermotor

rotative) passiv über Reluktanzkräfte stabilisiert.

2.1.4 Aktive Magnetlager im lagerlosen Scheibenläufermotor

Die Abbildungen 2.12 und 2.13 zeigen schematisch einen Eisenkreis, der zur Tempelform gemäss Abbildung 2.3 äquivalent ist. Über Lager­spulen, welche um die Eisenklauen gewickelt sind, lassen sich Polaus­bildungen gemäss Abbildung 2.12, sowie 2.13 realisieren¹. Dazu sind zwei separate Spulenstränge und somit zwei Stromregler mit Leistungsendstufen notwendig. Bei einer Polausbildung, wie sie in Abbil-

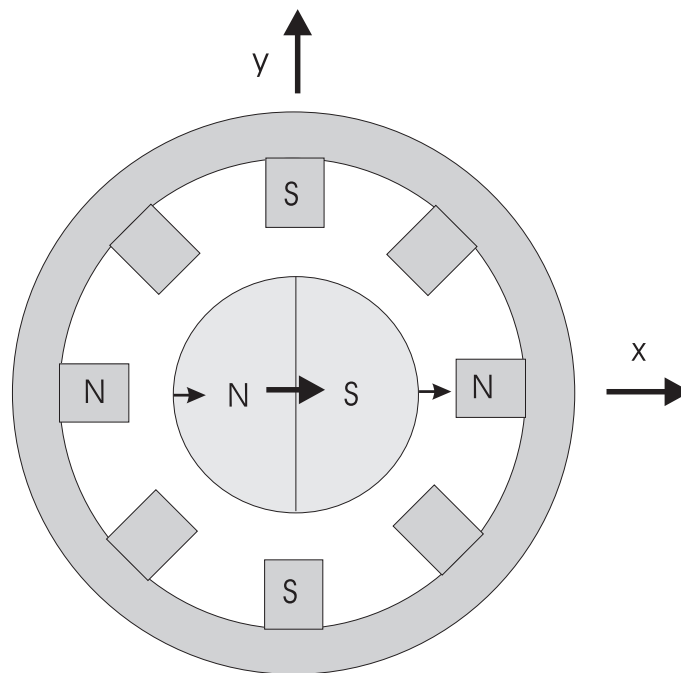


Abbildung 2.12: Polausbildung für eine resultierende Lagerkraft in Richtung der Magnetisierung des Rotormagneten

dung 2.12 illustriert ist, wirken zwischen den beiden Nordpolen und den Magnetpolen Kräfte, welche sich zur resultierenden Gesamtkraft

¹Diese Darstellung ist vereinfacht und dient der Illustration des Prinzips der aktiven Magnetlagerung im lagerlosen Scheibenläufermotor. Tatsächlich ist die Polausbildung in den Eisenklauen primär durch die magnetische Vorspannung gegeben. Die in den Abbildungen dargestellten Polbildungen entsprechen Abschwächungen resp. Anhebungen dieser durch die Vorspannung gegebenen Polausbildungen. Eine genauere Abhandlung dieses Lagerprinzips findet man in [Barl98] und [Schö93].

in x -Richtung addieren.

Wenn sich die Pole um 45° verschieben, wirken zwischen ihnen und dem Magneten Kräfte und Drehmomente, wobei sich die Drehmomente gegenseitig aufheben und eine Kraft in y -Richtung resultiert.

Somit kann durch entsprechende Bestromung der beiden Lagerstränge eine Kraft auf den Rotor erzeugt werden, deren Richtung frei in der xy -Ebene vorgegeben werden kann. Da die Wirkrichtung vom Rotordrehwinkel abhängt, muss die Positionsregelung feldorientiert erfolgen ([Bar198]). Ein Drehmoment wird im ideal symmetrischen Fall von den Lagerspulen nicht erzeugt.

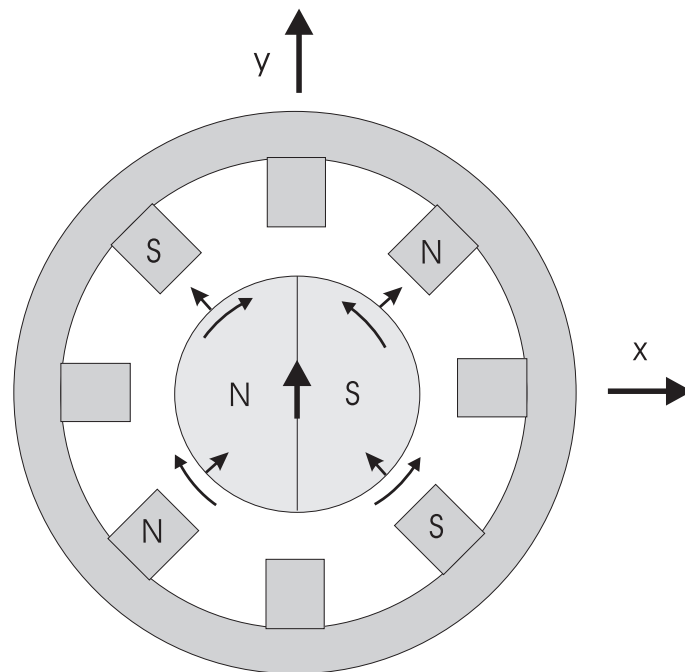


Abbildung 2.13: Polausbildung für eine resultierende Lagerkraft senkrecht zur Magnetisierung des Rotormagneten

2.2 Antrieb

Die Antriebseinheit des lagerlosen Scheibenläufermotors ist als permanenterregter Synchronmotor mit einer zweiphasigen Wicklung der Polpaarzahl $p = 1$ realisiert. Die Regelung der Drehzahl oder des

Drehwinkels des Rotors wird über einen direkt feldorientierten Regler realisiert [Barl98]. Das bedeutet, dass sowohl der Drehzahl- oder Winkelregler, als auch die unterlagerten Stromregler, welche die drehmomentbildenden Ströme im Motor regeln, in einem Koordinatensystem arbeiten, welches sich mit dem Rotor dreht, wie in Abbildung 2.15 verdeutlicht.

Die Abbildung 2.14 zeigt beispielhaft eine Magnetpolverteilung, welche zu einem Drehmoment im Rotor führt. Im Idealfall heben sich die am Rotor wirkenden Kräfte auf, so dass nur ein Drehmoment verbleibt.

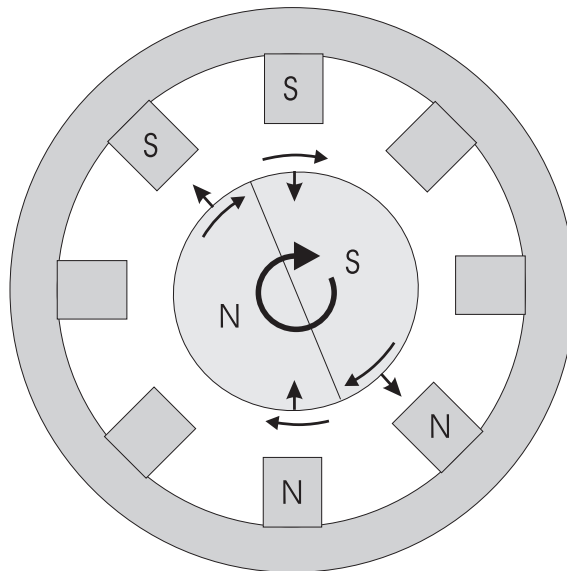


Abbildung 2.14: Polausbildung für eine Drehmomentabgabe an den Rotormagneten

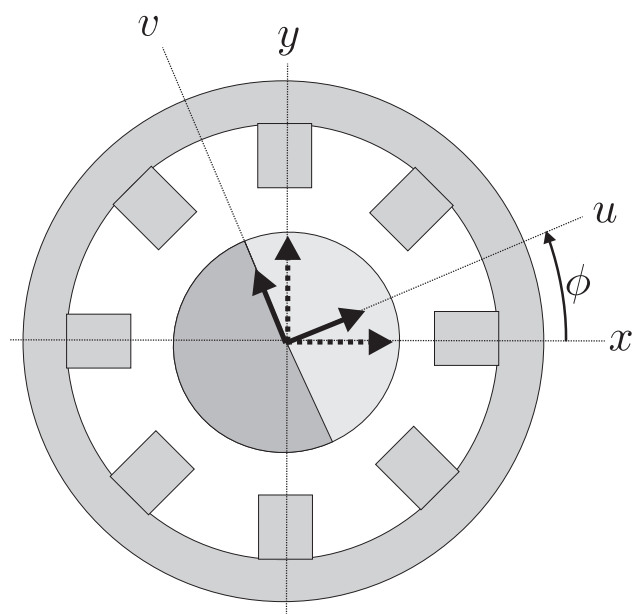


Abbildung 2.15: Stator- (x, y) und feldorientiertes (u, v) Koordinatensystem im lagerlosen Scheibenläufermotor

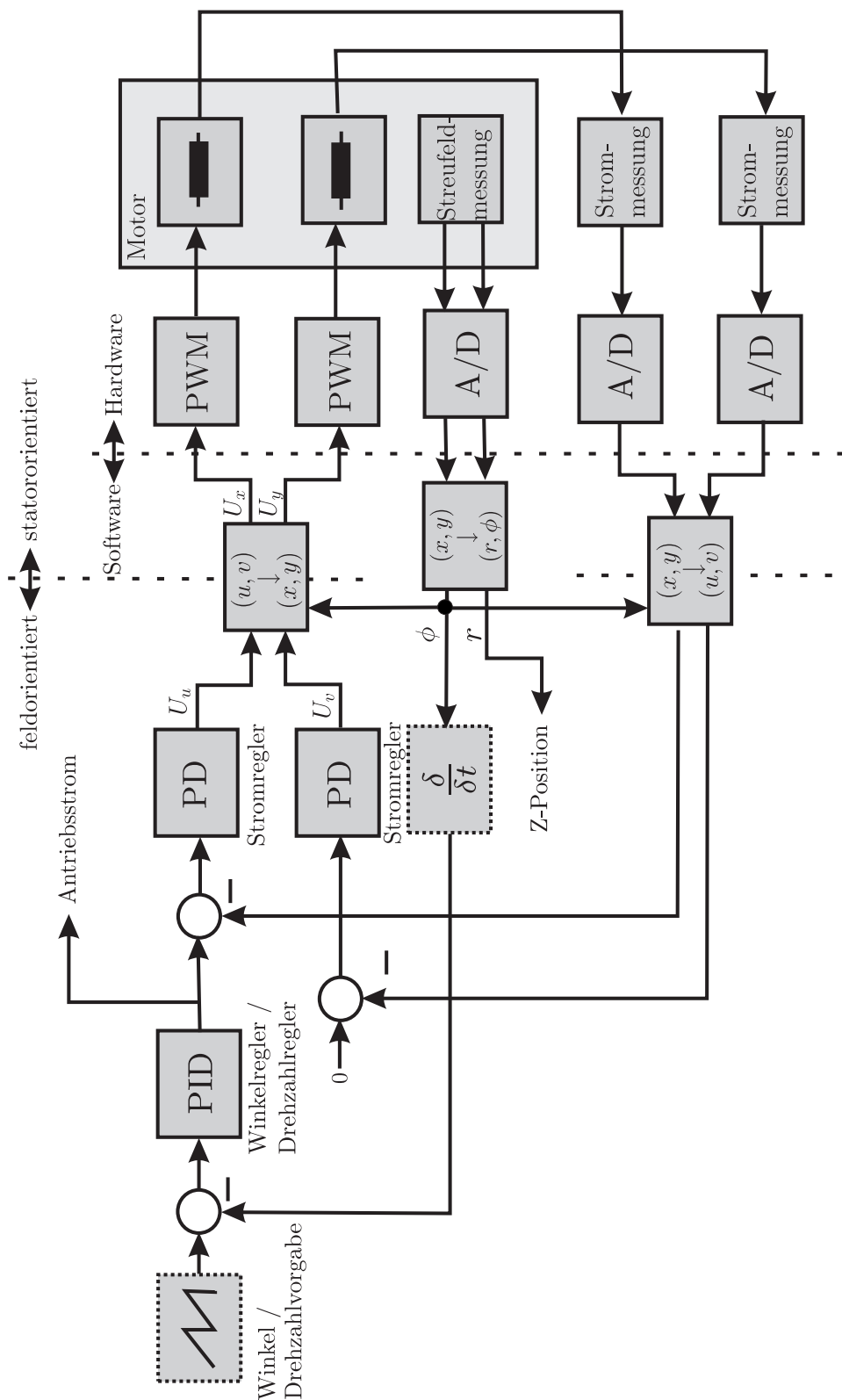


Abbildung 2.16: Antriebs-Regelkreis für den lagerlosen Scheibenläufermotor. Die Größen *Antriebsstrom* und *Z-Position* werden für die Viskositätsbestimmung verwendet.

Abbildung 2.16 stellt vereinfacht den kompletten Regelkreis der Antriebseinheit im lagerlosen Scheibenläufermotor dar.

Die Drehzahl, resp. der Winkel des Rotors wird von einem PID-Regler geregelt. Diesem ist ein Stromregler unterlagert, welcher feldorientiert die Antriebsspulen so bestromt, dass sich ein zum Permanentmagnetfeld orthogonales Magnetfeld aufbaut. Die zweite Komponente im feldorientierten Koordinatensystem wird von einem zweiten PID-Regler auf Null geregelt, da ein Magnetfeld, welches gleichgerichtet ist wie das Permanentmagnetfeld des Rotormagneten, kein Drehmoment am Rotor erzeugt.

Die von den Antriebsstromreglern feldorientiert berechneten Spannungskomponenten werden über eine Drehmatrix in das Statorkoordinatensystem transformiert und mittels Pulsweitenmodulation an die beiden Antriebsspulen gelegt.

Die Ströme der beiden Antriebsphasen werden gemessen, analog aufbereitet und einem analog-digital-Wandler zugeführt, über welchen die Messwerte der Systemsoftware übergeben werden. Sie passieren eine Transformationsmatrix, welche sie in das feldorientierte System transformiert. In dieser Form werden sie an die beiden Antriebs-Stromregler zurückgeführt.

Über das Streufeld des Permanentmagneten im Rotor wird der Winkel des Rotors ausgewertet. Dieser wird im Falle einer Winkelregelung direkt an den dem Stromregler überlagerten Winkelregler zurückgeführt. Im Falle einer Drehzahlregelung wird der Winkel nach der Zeit abgeleitet und die so gewonnene Winkelgeschwindigkeit des Rotors an den Drehzahlregler zurückgeführt.

Durch die Koordinatentransformation der Spannungen und Ströme in den Antriebsspulen werden die Stromregler entlastet, da sie für ein konstantes Antriebs-Drehmoment nur einen konstanten Strom I_A regeln müssen. Da dieser Strom im Gegensatz zu den statororientierten Strömen nicht mit der Rotordrehzahl pulsiert, eignet sich der Referenzwert für die Antriebsstromregler ausserdem sehr gut für die Berechnung des Drehmoments respektive der Viskosität der Flüssigkeit.

Im verlustfreien Fall ist das vom den Antriebsspulen an den Rotor

abgegebene Drehmoment proportional zu diesem Strom:

$$M = c_m \cdot I_A \quad (2.15)$$

Die Drehmomentkonstante variiert mit der Remanenzflussdichte des Magneten, welche einer Streuung unterliegt. Sie beträgt mit dem verwendeten Ringmagneten typischerweise $1.6 \text{ N} \cdot \text{cm} \cdot \text{A}^{-1}$

2.3 Motorverluste

Im Eisenkreis und in den Lager- und Antriebsspulen des Motors entstehen magnetische und elektrische Verluste. Diese sind aus zwei Gründen relevant:

- Ein Teil der Verluste erwärmt die Testflüssigkeit, was zu Fehlmessungen führen kann (vgl. Kap. 5).
- Die *Eisenverluste* wirken als bremsendes Drehmoment auf den Rotor und müssen durch zusätzliche Bestromung der Antriebsspulen kompensiert werden. Dies muss in der Berechnung der Flüssigkeitsviskosität berücksichtigt werden.

2.3.1 Eisenverluste

Bei den Eisenverlusten unterscheidet man zwischen *Hystereseverlusten* und *Wirbelstromverlusten*.

Hystereseverluste entstehen durch Ummagnetisierung im Eisenkreis des Motors, hervorgerufen durch das sich zeitlich ändernde Magnetfeld. Sie berechnen sich nach [Neff03] zu:

$$P_{Hy} = c_{Hy} \cdot f_e \cdot \sum_i \hat{B}_i^{1.6} \cdot m_{Fe_i} \quad (2.16)$$

Die elektrische Grundschwingungsfrequenz f_e hängt dabei direkt mit der Rotordrehzahl und der Polpaarzahl p des Rotors zusammen:

$$f_e = p \cdot \Omega \quad (2.17)$$

Der für die in dieser Arbeit diskutierten Viskosimeter eingesetzte Rotor besitzt die Polpaarzahl 1.

Wirbelströme, ebenfalls durch das rotierende Magnetfeld hervorgerufen, bewirken zusätzliche Verluste im Eisenkreis. Sie berechnen sich zu:

$$P_{W_s} = c_{W_s} \cdot f_e^2 \cdot d_{Fe}^2 \cdot \sum_i \hat{B}_i^2 \cdot m_{Fe_i} \quad (2.18)$$

Auf den Rotor wirkt demnach ein von Motorverlusten bedingtes Bremsmoment:

$$\begin{aligned} M_{Fe} &= \frac{P_{W_s} + P_{Hy}}{\omega_m} \\ &= \frac{1}{4\pi^2} \cdot \omega_m \cdot c_{W_s} \cdot d_{Fe}^2 \cdot \sum_i \hat{B}_i^2 \cdot m_{Fe_i} \\ &+ \frac{1}{2\pi} \cdot c_{Hy} \cdot \sum_i \hat{B}_i^{1.6} \cdot m_{Fe_i} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Die Wirbelstromverluste bewirken ein zur Rotordrehzahl proportionales Bremsmoment, während von den Hystereseverlusten ein konstantes Bremsmoment ausgeht.

Das durch Eisenverluste erzeugte Bremsmoment muss zusätzlich zum durch Scherung der Flüssigkeit am Rotor entstehenden Drehmoment von den Antriebsspulen aufgebracht werden. Wird der Motor im Leerlauf betrieben, also ohne den Rotor umgebende Flüssigkeit², muss ein Antriebsstrom aufgebracht werden, welcher das durch die Eisenverluste hervorgerufene Moment kompensiert:

$$I_{LL} = \frac{M_{Fe}}{c_m} \quad (2.20)$$

Abbildung 2.17 zeigt den Leerlaufstrom im lagerlosen Scheibenläufermotor. Der Antriebsstrom im Leerlauf beträgt ungefähr

$$I_{LL} \approx 80 \text{ mA} + \frac{17 \text{ mA}}{1000 \text{ UPM}} \cdot \Omega_{UPM} \quad (2.21)$$

²Im Versuch war das den Rotor umgebende Fluid Luft, deren Bremsmoment aufgrund der sehr geringen dynamischen Viskosität vernachlässigt werden kann

Abbildung 2.17: Leerlaufstrom infolge der Eisenverluste im lagerlosen Motor

Aus dem Antriebsstrom kann das am Rotor wirkende Drehmoment somit wie folgt berechnet werden:

$$M_m(I_A, \Omega) = c_m \cdot (I_A - I_{LL}(\Omega)) \quad (2.22)$$

Die Eisenverluste im lagerlosen Scheibenläufermotor betragen insgesamt

$$\begin{aligned} P_{Fe} &= P_{Hy} + P_{Ws} = c_m \cdot I_{LL} \cdot \omega \\ &\approx 1.34 \cdot 10^{-4} \frac{N \cdot m}{UPM} \cdot \Omega_{UPM} \\ &+ 2.85 \cdot 10^{-8} \frac{N \cdot m}{UPM^2} \cdot \Omega_{UPM}^2 \end{aligned} \quad (2.23)$$

Abbildung 2.18 zeigt die drehzahlabhängigen Eisenverluste im lagerlosen Rotationsviskosimeter im Leerlauf.

Abbildung 2.18: Eisenverluste im lagerlosen Scheibenläufermotor im Leerlauf.

2.3.2 Verluste im Magnetlager

Die Verluste im Magnetlager, P_L , setzen sich ebenfalls aus Kupfer- und Eisenverlusten zusammen. Sie betragen bei niedrigen Drehzahlen typischerweise 600 mW und wachsen mit der Rotordrehzahl linear. Bei 7000 UPM betragen sie etwa 1.2 W .

2.4 Rastmomente

Bei drehendem Rotor entsteht aufgrund von Reluktanzkräften zwischen dem Magneten und den Eisenklauen ein pulsierendes Rastmoment. Sein Integral über eine volle Umdrehung des Rotors verschwindet.

$$\int_0^{2\pi} M_{rast}(\phi) d\phi = 0 \quad (2.24)$$

Das Restmoment wirkt somit insgesamt nicht bremsend auf den Ro-

Abbildung 2.19: Drehwinkelabhängiges Rastmoment am Rotor, hervorgerufen durch die Eisenklauen.

tor. Abbildung 2.19 zeigt das auf den Rotor wirkende Rastmoment als Funktion des Rotorwinkels.

Das von den Antriebsspulen zu erzeugende Drehmoment setzt sich also wie folgt zusammen:

$$M(\eta, \omega, \phi) = M_m(\eta, \omega) + M_{W_s}(\omega) + M_{Hy} + M_{rast}(\phi) \quad (2.25)$$

Das Rastmoment zeigt sich bei einer willkürlichen Abtastung des Drehmomentes als ein Rauschen, worunter die Qualität der Drehmomentmessung leidet. Bei genügend hohen Drehzahlen ($> 1000UPM$) kann dieses Rauschen durch ein Digitalfilter ohne nennenswerte Einbusse der Reaktionszeit des Viskosimeters eliminiert werden. Bei geringen Drehzahlen ist dies nicht möglich. Das Problem kann aber gelöst werden, indem das total wirkende Moment über eine volle Um-

drehung integriert wird:

$$\begin{aligned} M(\eta, \omega) &= \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M(\eta, \omega, \phi) d\phi \\ &= M_m(\eta, \omega) + M_{Ws}(\omega) + M_{Hy} \end{aligned} \quad (2.26)$$

2.4.1 Kupferverluste

Bei den Kupferverlusten handelt es sich um ohmsche Verluste in den Antriebsspulen. Sie berechnen sich zu

$$P_{Cu} = (I_a^2 + I_b^2) \cdot R = I_A^2 \cdot (\cos^2 \phi + \sin^2 \phi) \cdot R = I_A^2 \cdot R \quad (2.27)$$

Die Kupferverluste wirken nicht als Bremsmoment auf den Rotor. Deswegen ist ihre Relevanz für die Viskositätsmessung durch eine allfällige Erwärmung der Testflüssigkeit gegeben, nicht aber durch eine direkte Beeinflussung des Messsignals.

Der Widerstand der Antriebsspulen im verwendeten Motor beträgt 0.8Ω . Bei einer Drehmomentkonstante von $1.6 \text{ N} \cdot \text{cm} \cdot \text{A}^{-1}$ ergeben sich drehmomentabhängige Kupferverluste von

$$P_{Cu} = R \cdot \frac{M^2}{c_m^2} \approx 69 \frac{\text{W}}{(\text{Nm})^2} \cdot M^2 \quad (2.28)$$

Der Leerlaufstrom, der zur Kompensation der Eisenverluste aufgebracht werden muss, spielt für die Berechnung der Kupferverluste eine untergeordnete Rolle.

Kapitel 3

Konzeptanalyse

3.1 Ausgangslage

Der in Kapitel 2 vorgestellte lagerlose Scheibenläufermotor wird gegenwärtig vorwiegend als Antriebs- und Lagereinheit von Kreiselpumpen für die Medizinal- und Halbleiterindustrie eingesetzt. Der Kern des Rotors, ein diametral magnetisierter Seltenerd Ringmagnet, ist mit einer Umkapselung mit der Form eines Flügelrads versehen und dieses frei schwebende Flügelrad von einem Pumpengehäuse umgeben. Abbildung 3.1 zeigt einen schematischen Schnitt durch einen lagerlosen Scheibenläufermotor in der Ausführung als Kreiselpumpe.

Die vollständige Magnetlagerung des Rotors erfordert im Vergleich zu konventionell gelagerten Kreiselpumpen einen beträchtlichen Mehraufwand. Die hohen Anforderungen der Halbleiterindustrie rechtfertigen diesen technischen Aufwand. Da keine Oberflächenreibung stattfindet, ist der mechanische Abrieb, welcher sich negativ auf den Prozess auswirken kann, minimal. Das Fehlen mechanischer Lager erlaubt es ausserdem, sämtliche benetzten Teile der Pumpe aus Fluorpolymeren zu fertigen oder mit einer dicken ($> 1\text{mm}$) Fluorpolymer-Schicht zu umkapseln, was der Pumpe eine sehr hohe chemische Resistenz gegenüber der gepumpten Flüssigkeit verleiht.

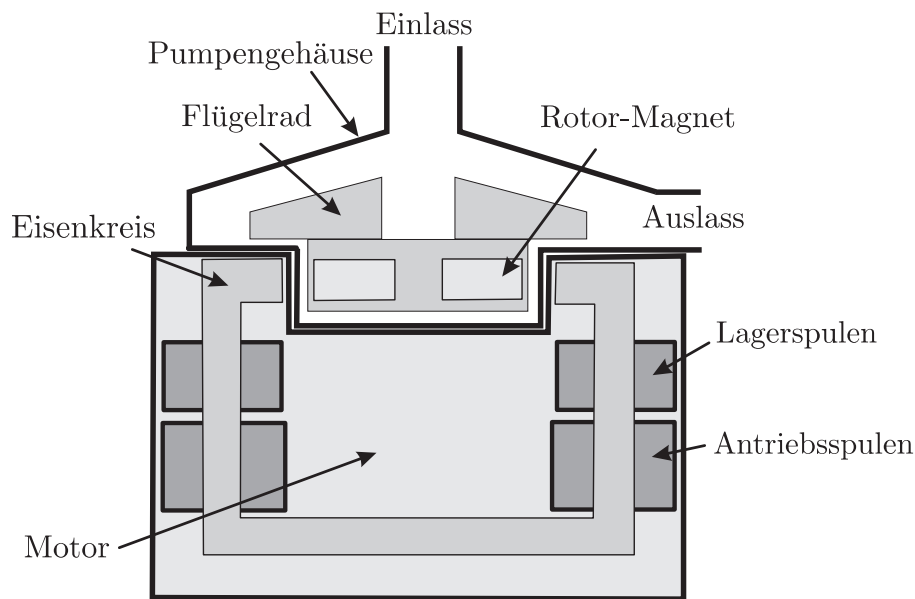


Abbildung 3.1: Schematischer Querschnitt durch die lagerlose Kreiselpumpe

Neben den oben erwähnten Vorteilen ermöglicht die Absenz von mechanischen Lagern, das nur von der Flüssigkeit an den Motor übertragene Drehmoment anhand des Antriebsstroms mit hoher Genauigkeit zu berechnen. Diese Eigenschaft wurde bereits in einer Software-Erweiterung des Pumpsystems zur Berechnung des Pumpen-Durchflusses anhand des inhärent als Messwert zur Verfügung stehenden Antriebsstroms verwendet. Das Prinzip wird im Folgenden kurz erklärt. Eine genaue Beschreibung der Durchflussberechnung in lagerlosen Kreiselpumpen findet man in [Hahn02].

Die durch den Rotor an die Flüssigkeit abgegebene Leistung wird teilweise durch Reibungs- und Verwirbelungsverluste im Pumpengehäuse in Wärme umgesetzt.

$$P_m = P_L + \dot{V} \cdot \Delta p \quad (3.1)$$

Abbildungen 3.2 und 3.3 zeigen qualitativ die typischen Leistungskurven einer Kreiselpumpe. Ohne Durchfluss wirkt auf den Rotor ein drehzahlabhängiges Drehmoment, welches von den fluiddynamischen Verlusten verursacht wird. Mit zunehmendem Durchfluss steigt dieses

Drehmoment linear an.

$$M_m = \underbrace{\rho \cdot c_{\omega 1} \cdot \omega_m \cdot \dot{V}}_{M_Q} + \underbrace{\rho \cdot (c_{\omega 2}(\nu) \cdot \omega_m^2 + c_{\omega 1}(\nu) \cdot \omega_m)}_{M_{L0}} \quad (3.2)$$

Ein Grossteil dieser mit einer Erhöhung des Durchflusses zusätzlich vom Rotor an die Flüssigkeit abgegebene Leistung verlässt die Pumpe als Wirkleistung mit der gepumpten Flüssigkeit.

Abbildung 3.3 verdeutlicht, wie aufgrund dieses Zusammenhangs zwischen den Flüssigkeitsparametern, der Pumpendrehzahl und des Rotordrehmoments die Durchflussrate der Pumpe berechnet werden kann:

$$\dot{V} = \frac{M_M - M_{L0}}{\rho \cdot c_{\omega 1} \cdot \omega_m} = \frac{M_M - c_{\omega 2}(\nu) \cdot \omega_m^2 - c_{\omega 1}(\nu) \cdot \omega_m}{\rho \cdot c_{\omega 1} \cdot \omega_m} \quad (3.3)$$

Da die Viskosität der gepumpten Flüssigkeit im Betrieb stark va-

Abbildung 3.2: Leistungskurven einer Kreiselpumpe bei verschiedenen Drehzahlen

riieren kann, muss der viskositätsabhängige Anteil M_{L0} des Rotordrehmoments, respektive die Koeffizienten $c_{\omega 2}$ und $c_{\omega 1}$ über eine Kalibrierung des Pumpsystems regelmässig für die aktuelle Viskosität bestimmt werden.

Abhängig von der Flüssigkeitsviskosität und dem Arbeitsbereich der Kreiselpumpe stehen die Anteile M_{LQ} und M_{L0} in stark unterschiedlicher Relation zueinander. Wird niedrigviskose Flüssigkeit gepumpt,

Abbildung 3.3: Angestrebte Leistungskurven eines Viskosimeters bei verschiedenen Drehzahlen

und befindet sich die Kreiselpumpe in einem Arbeitspunkt hoher Effizienz, macht der durchflussabhängige Anteil des Drehmoments einen signifikanten Teil des Gesamtdrehmoments aus, was eine Flussberechnung nach dem oben vorgestellten Verfahren begünstigt.

Befindet sich die Kreiselpumpe in einem Arbeitspunkt niedriger Effizienz, so dass praktisch die gesamte an die Flüssigkeit abgegebene Leistung in Wärme umgesetzt wird, ist eine Durchflussänderung nur mit einer geringen relativen Änderung des Rotordrehmoments verbunden. Das Drehmoment beinhaltet im Wesentlichen nur noch M_{L0} , welches von der Viskosität und der Dichte der Flüssigkeit abhängt. Auch in diesem Arbeitspunkt kann mit gewissen Einschränkungen eine Durchflussberechnung realisiert werden. Sollen sehr geringe Durchflussraten erreicht und anhand des Rotordrehmoments berechnet werden, kann auslassseitig eine gegenüber der Prozesslast grosse Last direkt an der Pumpe angebracht werden. Für kleine Durchflüsse ist die von der Pumpe erzeugte Förderhöhe bei konstanter Drehzahl weitgehend unabhängig von der Viskosität.

Für den Durchfluss über der Last gilt nach [Bösw95]:

$$\Delta p = \frac{32 \cdot w_m \cdot \eta \cdot l}{d^2} \quad (3.4)$$

Der Durchfluss berechnet sich somit zu

$$\dot{V} = \frac{\Delta p \cdot d^4 \cdot \pi}{128 \cdot l \cdot \eta} \quad (3.5)$$

Der Druck über der auslassseitig angebrachten Last wird anhand der Rotordrehzahl berechnet, und die Viskosität über das am Rotor anliegende Drehmoment gemessen. In diesem Verfahren zur Durchflussberechnung, dessen Machbarkeit erfolgreich getestet wurde, wird der lagerlose Scheibenläufermotor zusätzlich zur Pumpfunktion als Viskositätsmessgerät verwendet.

3.2 Von der lagerlosen Kreiselpumpe zum lagerlosen Rotationsviskosimeter

Ausgehend von der Erkenntnis, dass das Rotormoment einer lagerlosen Kreiselpumpe unter bestimmten Voraussetzungen für die Messung diverser Prozessgrößen, insbesondere der Viskosität, herangezogen werden kann, wird das lagerlose Pumpsystem so abgeändert, dass es die Funktionalität eines Viskositätsmessgeräts erhält. Besonders zu berücksichtigen sind dabei die folgenden Punkte:

- **Abhängigkeit von Prozessgrößen:** Das Drehmoment einer lagerlosen Kreiselpumpe ist inhärent abhängig vom Durchfluss, wobei die Stärke der Abhängigkeit mit dem Betriebspunkt der Pumpe variiert. Diese Abhängigkeit soll entweder durch die Wahl eines geeigneten Betriebspunktes minimiert oder durch eine geeignete Abänderung des Gehäuses und/oder des Rotors prinzipiell eliminiert werden. Die gesamte vom Rotor an die Flüssigkeit abgegebene Leistung soll in Wärme umgesetzt werden. Betrachtet man die Leistungskurven einer Kreiselpumpe nach Formel 3.2, so soll in einem idealen Viskosimeter $c_{\omega 1}$ verschwinden. Die angestrebten Leistungskennlinien eines Rotationsviskosimeters sind aus Abbildung 3.4 ersichtlich.
- **Beeinflussung von Prozessgrößen:** Der Zweck des lagerlosen Pumpsystems ist, Systemgrößen (Druck und Durchfluss) gezielt zu beeinflussen. Das Viskositätsmessgerät soll demgegenüber keine Prozessgrößen beeinflussen. Insbesondere soll der Druckaufbau oder Druckabfall über dem Messgerät gering gehalten und eine übermäßige Erwärmung der Flüssigkeit vermieden

Abbildung 3.4: Angestrebte Leistungskurven eines Viskosimeters bei verschiedenen Drehzahlen

werden.

- **Messbereich und Qualität der Messung:** Basierend auf Kundenanfragen und Rücksprachen mit potentiellen Anwendern des lagerlosen Rotationsviskosimeters wurde der zu erreichende Messbereich der Prototypen zu 0.5mPas bis 2000mPas festgelegt. Bezüglich der Genauigkeit und Reproduzierbarkeit des Messsignals, sowie der Reaktionszeit auf Viskositätsänderungen, wurden sich im Handel befindliche Messsysteme als Referenz gewählt.

3.3 Grundprinzip

Das Grundprinzip des lagerlosen Rotationsviskosimeters entspricht dem bestehender Rotationsviskosimeter (vgl. Kapitel 1.3.1): Ein Körper wird innerhalb des Fluids, dessen Viskosität gemessen werden soll, in Rotation versetzt und erzeugt in diesem eine Scherung. Das Fluid reagiert auf diese Scherung mit einer Schubspannung, welche als Drehmoment am rotierenden Körper selbst oder am Behälter des Fluids gemessen werden kann.

Für die Drehmomentmessung werden keine dedizierten Sensoren eingesetzt. Durch das Fehlen von mechanischen Lagern und Wellendichtungen wird die gesamte mechanische Reibung durch die Flüssigkeit erzeugt, deren Viskosität bestimmt werden soll. Da das vom An-

trieb auf den Rotor wirkende Drehmoment in gut reproduzierbarer Abhängigkeit zu dem Antriebsstrom steht, kann das Rotordrehmoment und somit die Viskosität der Flüssigkeit mit hoher Genauigkeit anhand des Antriebsstroms bestimmt werden.

Abbildung 3.5 zeigt den grundsätzlichen Ablauf der Viskositätsmessung in den vorgestellten lagerlosen Rotationsviskosimetern.

Abbildung 3.5: Prinzipieller Ablauf der Viskositätsmessung in den in dieser Arbeit vorgestellten Messgeräten

Es wurden bereits Rotationsviskosimeter mit komplett magnetisch gelagertem Rotor vorgestellt. [Doct97] beschreibt ein Rotationsviskosimeter für Gase, bei welchem ein Zylinder mit hoher Masse von einem aktiven Magnetlager axial fixiert und über seine Schwerkraft in den übrigen Freiheitsgraden stabilisiert wird. Der Antrieb wird während der Messung abgeschaltet und über die Abnahme der Drehgeschwindigkeit die Viskosität des Mediums bestimmt. Auf diese Weise kann bei annähernd evakuierter Messkammer der Impulsaustausch einzelner Moleküle des Testgases mit dem Rotor erfasst werden.

3.4 Konzeptanalyse

Rotationsviskosimeter existieren in unterschiedlichen Ausführungen, von denen einige bereits in Kapitel 1.3.1 kurz beschrieben wurden. Bei der Konzeptionierung eines Rotationsviskosimeters, welches auf

dem bestehenden lagerlosen Scheibenläufermotor aufbaut, müssen bestimmte Randbedingungen beachtet werden, die von der Geometrie des Motors, von fluiddynamischen Aspekten, sowie der Gestaltung der Magnetlager gegeben sind.

Ein wesentlicher Aspekt bei der Gestaltung der Messkammer und des Rotors ist eine geeignete Platzierung des eigentlichen Messbereichs, also des Bereichs, in dem der für die Messung relevante Teil des Drehmoments von der gescherten Flüssigkeit an den Rotor abgegeben wird. Je nach Ausführung wird in bestehenden Rotationsviskosimetern das Drehmoment von der Flüssigkeit über die Mantel- oder Stirnflächen des Rotors abgegeben.

Für die Aufnahme von Fliesskurven oder die Viskositätsbestimmung nicht newtonscher Flüssigkeiten bei einer definierten Scherrate eignen sich *Searl-* oder *Couette-*Aufbauten sowie *Platte-Kegel-*Systeme, da sie eine homogene Scherrate über den gesamten Messbereich zulassen. Aufgrund von Randeffekten an den Stirnseiten des Rotors stellt eine wirkliche Absolutmessung zusätzliche Bedingungen an die Geometrie des Messaufbaus [Schr95]. Der Anspruch einer Absolutmessung wird üblicherweise nicht an Prozessmessgeräte gestellt, was zusätzliche Freiheiten in der Gestaltung der Messgeometrie zulässt.

Betrachtet man den Aufbau des lagerlosen Scheibenläufermotors (vgl. Abbildung 3.6), so ist ersichtlich, dass sich bei der Mantelfläche des Rotormagneten eine Zone befindet, in welcher sich inhärent eine hohe Scherrate bildet, da sich in diesem Bereich prinzipbedingt ein in der Breite begrenzter Spalt zwischen dem Rotor und dem Messgehäuse befindet. Die grösste zulässige Spaltbreite ist durch den begrenzten magnetischen Luftspalt zwischen Magnet und Eisenkreis und die Dicke der Magnetumkapselung und der Gehäuseaussenwand mit 1.3 mm gegeben.

Diese Zone bietet sich zur Messzone an. Ein Problem, welches sich dabei stellt, ist die Umspülung dieses Bereichs mit der Messflüssigkeit, welche aufgrund des nach drei Seiten geschlossenen Aufbaus des Motors eingeschränkt ist. Eine genügende Umspülung wird für eine präzise und zuverlässige Funktion eines Prozessviskosimeters vorausgesetzt. Einerseits kann nur so eine kontinuierliche und schnelle Reaktion auf eine Viskositätsänderung erzielt werden, andererseits wird dadurch verhindert, dass sich die Flüssigkeit im Messbereich aufgrund

der prinzipbedingt vorhandenen viskosen Reibung erwärmt, was zu einer Veränderung der Viskosität führen würde.

Abbildung 3.6: Schematischer Schnitt durch den lagerlosen Scheibenläufermotor mit Rotormagnet

Sucht man alternative Messzonen, welche sich besser umspülen lassen, muss dafür gesorgt werden, dass die viskose Bremswirkung in dieser Zone gross ist verglichen mit der Bremswirkung in der Zone zwischen den Eisenklauen und dem Magneten.

Bei laminarer Strömung erzeugt ein Flächenelement im Messbereich ein Drehmoment am Rotor, für welches folgende Proportionalitätsbeziehung gilt:

$$dM \propto \Omega \cdot r^2 \cdot \eta \cdot \frac{dA}{\delta} \quad (3.6)$$

Ein Messbereich, in welchem ein Drehmoment erzeugt wird, das gross ist verglichen mit dem Drehmoment im Bereich des Rotormagneten, muss folglich eine oder mehrere der folgenden Bedingungen erfüllen:

- Die Fläche des Messbereichs übertrifft die Fläche des Bereichs beim Magneten.
- Der Abstand zwischen den scherenden Flächen im Messbereich ist geringer als der Abstand zwischen der Mantelfläche des Rotors und dem Messgehäuse im Bereich des Magneten.

- Der radiale Abstand des Messbereichs zur Drehachse des Rotors ist grösser als der des Spaltes beim Magneten.
- Im Bereich des Rotormagneten befindet sich keine Testflüssigkeit, sondern ein Fluid mit niedriger dynamischer Viskosität, zum Beispiel Luft.

Nachfolgend werden einige Ansätze, welche zur Gestaltung des lagerlosen Rotationsviskosimeters gemacht wurden, kurz aufgezeigt und bezüglich ihrer praktischen Eignung diskutiert. Dazu müssen auch die Eigenschaften des lagerlosen Scheibenläufermotors mit einbezogen werden, insbesondere die gegebenen geometrischen Einschränkungen und die begrenzte Steifigkeit des passiven Axial- und Verkipplagers.

3.4.1 Gestaltung als Searl-Viskosimeter

Beim Ansatz gemäss Abbildung 3.7 wird zur Vergrößerung der viskosen Reibung auf der Mantelfläche die Höhe des Rotors vergrößert. Die Testflüssigkeit kann grossflächig direkt an die Mantelfläche des Rotors zugeführt werden, um eine genügende Umspülung des Messspalts zu erreichen. Zusätzlich zur Vergrößerung der Wirkfläche kann der Abstand zwischen Rotor und Stator im umspülten Bereich oberhalb des Magneten verringert und so eine Erhöhung der Scherung erreicht werden. Auch eine Vergrößerung des Rotor- und Gehäuseradius oberhalb des Magneten ist möglich, womit wiederum eine gegenüber dem Bereich zwischen Klauen und Magnet höhere Scherrate im Messbereich erreicht wird. Nachteilig zu erwähnen ist bei diesem Ansatz, dass die verhältnismässig grosse Höhe des Rotors bezüglich einer Verkipfung destabilisierend wirkt. Ausserdem ist die Umspülung des unteren Rotorbereichs nicht gewährleistet, was Fehlmessungen nach sich ziehen kann.

3.4.2 Gestaltung als Platte-Platte-Viskosimeter

Der Messbereich kann von der Mantel- auf eine Stirnfläche des Rotors verlegt werden (vgl. Abbildung 3.8). Um eine homogene Scherrate im

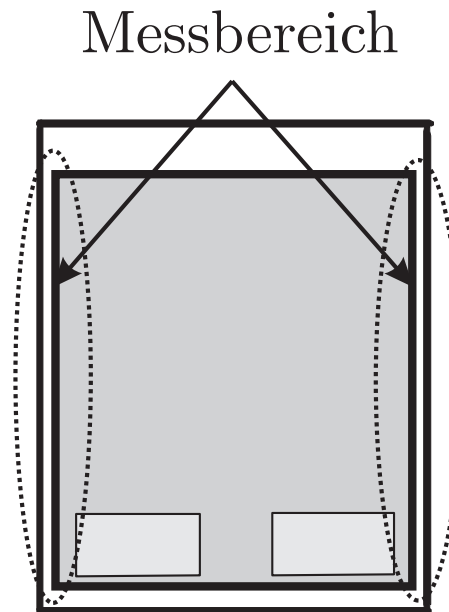


Abbildung 3.7: Gestaltungbeispiel des lagerlosen Viskosimeters als Searl-System

Messbereich zu erhalten, kann die Stirnfläche des Rotors auch als Kegel gestaltet werden.

Wiederum eröffnen sich viele Freiheiten bei der Gestaltung des Messbereichs: Eine Verjüngung des Messspalts führt zu einer Erhöhung der Scherrate. Dasselbe wird durch eine Erhöhung des Plattenradius erreicht, wodurch zusätzlich die Wirkfläche vergrößert würde.

Der wesentliche Nachteil dieses Prinzips ist die nicht vorhandene aktive Kontrolle der axialen Rotorposition. Eine Verschiebung des Rotors in axialer Richtung beeinflusst unmittelbar das Messergebnis. Solche Verschiebungen sind insbesondere bei hohen Drehzahlen und grossen Durchflussraten zu erwarten, da die resultierende hohe Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Messbereich einen Unterdruck erzeugt. Auch eine Verkippung des Rotors wird das Messsignal stark verfälschen oder zu einer Berührung zwischen Rotor und Stator führen.

Abbildung 3.8: Gestaltungsbeispiel des lagerlosen Rotationsviskosimeters als Platte-Platte-Viskosimeter

3.4.3 Einbezug eines Lufteinschlusses

Im Bereich zwischen den Eisenklauen und dem Rotormagneten wird ein Lufteinschluss gebildet (Abbildung 3.9). Da die dynamische Viskosität von Luft sehr gering ist, wird so erreicht, dass das Drehmoment, welches von diesem Bereich ausgeht, die Messung, welche zum Beispiel in einem darunterliegenden Searl-System realisiert ist, nicht gestört wird. Dieses Prinzip wird oft in Labor-Rotationsviskosimetern verwendet, um den Einfluss der eingetauchten Rotor-Stirnfläche bei der Viskositätsmessung zu eliminieren.

Durch die Kompressibilität von Gasen ist allerdings die Grösse der Luftblase und somit der bremsend wirkenden Fläche am Rotor stark abhängig vom Systemdruck. Ausserdem muss sichergestellt werden, dass keine Luft vom Prozessstrom mitgerissen werden kann.

3.4.4 Realisierte Gestaltung

Aufgrund der Nachteile, welche sich bei der expliziten Gestaltung sowohl als Axial- als auch als Platte-Platte-Viskosimeter, und ebenfalls beim Einbezug eines Lufteinschlusses ergeben, wird der a priori vorhandene Bereich hoher Flüssigkeitsscherung zwischen dem Rotormagneten und dem Motor als Messbereich genutzt. Abbildung 3.10 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Rotors. Er besteht im Wesentlichen aus dem mit Fluorkunststoff umkapselten Ringmagneten.

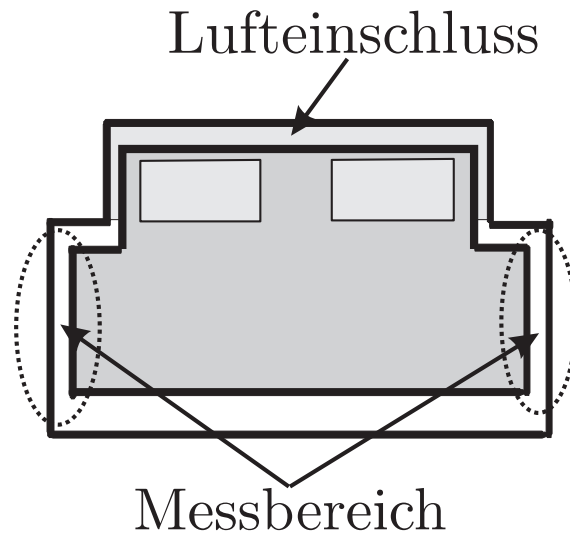


Abbildung 3.9: Gestaltungsbeispiel des lagerlosen Rotationsviskosimeters als Searl-System mit einem Luftabschluss im Bereich des Rotormagneten

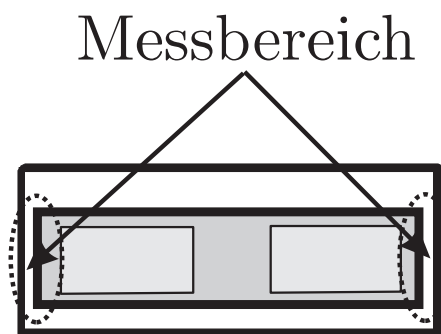


Abbildung 3.10: Realisierte Gestaltung des lagerlosen Rotationsviskosimeters

3.5 Umspülung des Messspalts

Der bereits erwähnte Nachteil der in Kapitel 3.4.4 vorgestellten Gestaltung des Rotationsviskosimeters ist die eingeschränkte Möglichkeit der Umspülung, da drei Seiten des Rotors aufgrund der Bauweise des Motors nicht zugänglich sind. Einzig die dem Motor abgewandte Stirnfläche des Rotors bietet die Möglichkeit einer Zu- und Abführung

der Flüssigkeit. Im Folgenden werden zwei realisierte Ansätze zur Umspülung des Messspaltes vorgestellt und diskutiert:

- Im Sinne eines *Bypass*-Systems passiert der Grossteil des Prozessflusses das Messgerät nur peripher, während ein Teil davon durch vom Viskosimeter aufgebrauchte Pumpleistung durch den Messspalt gepumpt wird. Im Folgenden wird dieses Prinzip *eigenständige Umspülung* genannt.
- Die das Messgerät durchlaufende Flüssigkeit wird so geführt, dass sie getrieben durch den Druckabfall über dem Viskosimeter teilweise oder vollständig den Messspalt passiert. Im Folgenden wird dieses Prinzip *forcierte Umspülung* genannt.

3.5.1 Eigenständige Umspülung

Ein wesentlicher Vorteil einer eigenständigen Umspülung des Messbereichs ist der geringe Druckabfall über dem Messgerät, da der Grossteil der Flüssigkeit die Messkammer nur am Rande passiert und der für die Messung abgezweigte Teil nicht über einen extern angelegten Differenzdruck durch den Messbereich gezwungen werden muss.

Die Umspülung wird so gestaltet, dass das Messgerät insgesamt nicht als Pumpe arbeitet, also zwischen Einlass und Auslass keinen Druck aufbaut, da dies eine durchflussabhängige Leistungsabgabe an die Flüssigkeit und somit ein durchflussabhängiges Rotordrehmoment bewirken würde.

Abbildung 3.11 und 3.12 veranschaulichen das Prinzip der eigenständigen Umspülung. Der sich in der Umgebung des Rotors befindenden Flüssigkeit wird durch Reibung am sich drehenden Rotor ein Drall auferlegt. Die Übertragung des Moments basiert dabei einzig auf der Oberflächen- und viskosen Reibung, und nicht, wie bei einem Flügelrad, durch direkte Impulsübertragung. Der Drall bewirkt eine ständige Durchmischung des Messbereichs oberhalb des Rotors.

Auserdem bewirkt dieser Drall eine Fliehkraft, welche die Flüssigkeitsschichten in der Umgebung der beiden Stirnflächen des Rotors nach aussen beschleunigt. Abbildung 3.13 zeigt dies anhand eines Si-

Abbildung 3.11: Prinzipdarstellung der Messbereichsumspülung durch eigene Pumpleistung, Seitenschnitt

Abbildung 3.12: Prinzipdarstellung der eigenständigen Messbereichsumspülung, Längsschnitt

mulationsbildes. Während auf der Rotoroberseite¹ die Flüssigkeit am

¹Hier und im Folgenden entsprechen die Bezeichnungen 'oben' und 'unten' der Zeichnung in Abbildung 3.11.

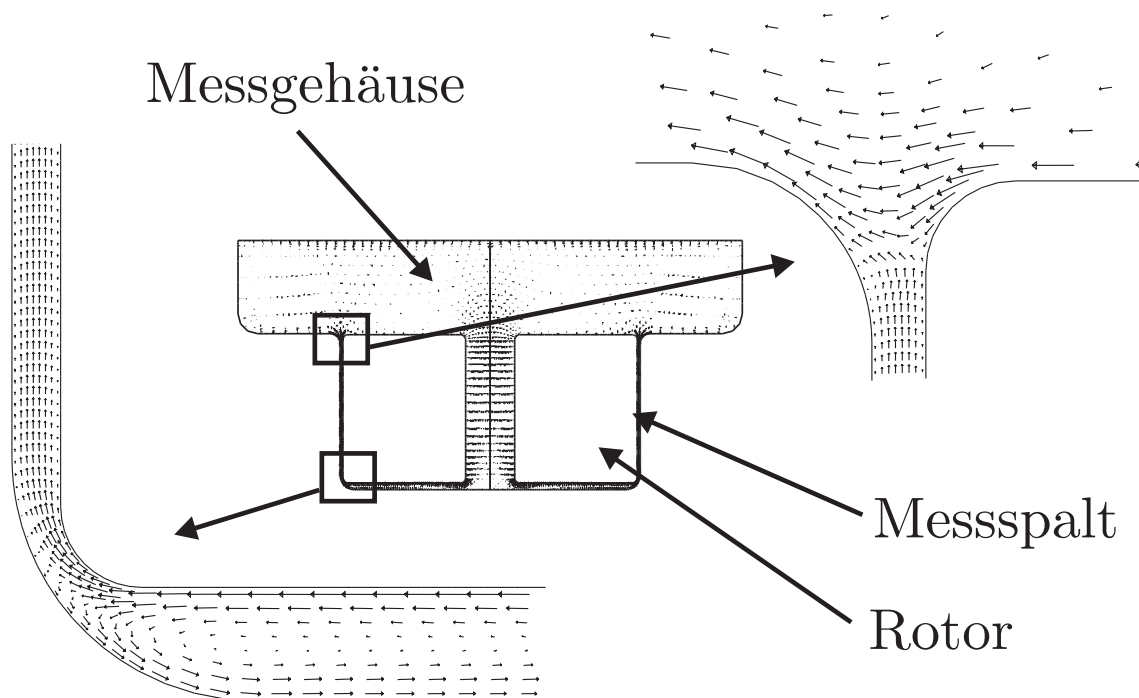


Abbildung 3.13: Simulationsbild der eigenständigen Umspülung des Messspalts im Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung.

Messspalt vorbeifliesst, wird sie auf dessen Unterseite gestaut, was zu einer lokalen Drucküberhöhung führt. Diese Drucküberhöhung treibt einen Teil der Flüssigkeit durch den Messspalt, wo sie durch die Rotation des Messzylinders geschert wird und so über die resultierende Schubspannung die Messgröße liefert. Durch ein Loch in der Mitte des Rotors gelangt frische Testflüssigkeit zur Unterseite des Rotors. So wird kontinuierlich und unabhängig vom Systemdruck und der Durchflussrate Flüssigkeit durch das zentrale Loch im Rotor an dessen Unterseite und von da durch den Messspalt an der Mantelfläche des Rotors gepumpt.

3.5.2 Forcierte Umspülung

Da das Prinzip der eigenständigen Umspülung auf Fliehkräften beruht, setzt es hohe Rotationsgeschwindigkeiten voraus. Bei höheren Viskositäten wird das problematisch, da die damit verbundenen hohen Scherraten zu einer übermässigen Wärmeentwicklung führen. Dadurch wird einerseits das Messergebnis verfälscht, und andererseits bedeutet das einen Einfluss auf eine kritische Prozessgrösse, welcher vermieden werden muss.

Das Prinzip der forcierten Umspülung, welches im Folgenden vorgestellt wird, funktioniert auch bei niedrigen Drehzahlen und kann demnach auch bei hohen Viskositäten eingesetzt werden.

Abbildung 3.14: Prinzipdarstellung der Messbereichsumspülung über den Systemdruck-Abfall, Seitenschnitt

Abbildungen 3.14 und 3.15 zeigen den prinzipiellen Aufbau. Die Prozessflüssigkeit wird durch ein zentrales Loch im Rotor direkt in den Bereich unterhalb des Rotors geführt. Von da wird es durch den Systemdruck nach aussen und an der Aussenseite des Rotors nach oben gedrückt.

Der Vorteil, der sich dadurch ergibt, ist, dass die Drehzahl des Messzy-

Abbildung 3.15: Prinzipdarstellung der Messbereichsumspülung über den Systemdruck-Abfall, Längsschnitt

linders nach unten nur noch durch die Gewährleistung eines genügend grossen Messsignals beschränkt ist und somit wesentlich tiefer gewählt werden kann.

Negativ zu bewerten ist bei diesem Prinzip, dass die Umspülungsrate direkt vom Prozessfluss abhängt, und dass sich der Rotor aufgrund der endlichen Steifigkeit des axialen Reluktanzlagers prozessflussabhängig axial verschiebt, was zu einer Veränderung der geometrischen Verhältnisse im Messbereich, sowie der Drehmomentskonstante des Motors führt (vgl. Kapitel 4.3.2).

Zudem bildet sich in der engen Zuführung der Flüssigkeit zur Unterseite des Rotors und dem Messspalt ein Druckabfall, welcher deutlich grösser ist als beim Prinzip der eigenständigen Umspülung (vgl. Kapitel 7).

3.5.3 Axialer Aufbau

Der hohe Druckabfall, welcher sich beim in Kapitel 3.5.2 vorgestellten Umspülungsprinzip über dem Messgerät bildet, entsteht hauptsächlich

in der geometrisch bedingt engen Zuführung vom Einlass des Messgeräts zum Bereich unterhalb des Rotors, sowie im Messspalt, welcher von der gesamten Prozessflüssigkeit passiert wird.

Eine Möglichkeit, diesen Druckabfall zu verringern, besteht darin,

Abbildung 3.16: Prinzipdarstellung des axialen Viskosimeters

die Testflüssigkeit nicht von oben, sondern direkt von der Rotorunterseite zum Rotor zu führen. Abbildung 3.16 zeigt das Prinzip. Der Prozessfluss wird zwischen den Lager- und Antriebsspulen direkt zur Unterseite des Rotors geführt. Sie fließt grösstenteils durch ein zentrales Loch im Rotor, während ein Teil der Flüssigkeit durch den Messspalt an der Mantelfläche des Rotors geführt wird.

3.5.4 Bewertung der Umspülungsprinzipien

Tabelle 3.1 zeigt zusammengefasst die wesentlichen Vor- und Nachteile der in diesem Kapitel diskutierten Umspülungsprinzipien.

Die wesentlichen Vorteile der eigenständigen Umspülung des Messspalts sind die geringe Durchflussabhängigkeit, sowie der geringe Druck-

abfall über dem Messgerät.

Bei Viskositäten ab ca. 70 mPas ist dieses Prinzip aufgrund der zu hohen Erwärmung der Testflüssigkeit nicht mehr anwendbar. Es kann ersetzt werden durch das Prinzip der forcierten Umspülung gemäss Kapitel 3.5.2, welches allerdings nicht die inhärente Durchflussunabhängigkeit besitzt. Ausserdem erlaubt der notwendigerweise geringe Abstand zwischen dem Durchführungsrohr und dem Loch im Rotor nur kleine Fertigungs- und Lagertoleranzen. Eine Verdrehung des Messgehäuses auf dem Motor kann zu Messungenauigkeiten führen.

Ein axialer Aufbau des Viskosimeters gemäss Kapitel 3.5.3 verringert sowohl den Einfluss der Durchflussrate auf das Messergebnis, als auch den Druckabfall über dem Viskosimeter verglichen mit dem Prinzip nach Kapitel 3.5.2 erheblich.

Nachteilig zu erwähnen ist bei diesem Prinzip insbesondere die notwendige konstruktive Anpassung des Motors, welche die Produktionskosten des lagerlosen Rotationsviskosimeters stark erhöht. Aus diesem Grund wurde der Schwerpunkt der Untersuchungen gemäss der Aufgabenstellung auf die Viskosimeter-Prinzipien gelegt, welche keiner Anpassung des für den Pump-Betrieb eingesetzten lagerlosen Scheibenläufermotors bedürfen.

	Eigenständige Umspülung	Forcierte Umspülung	Axiales Viskosimeter
Abhängigkeit vom Prozessfluss	+	-	+-
Druckabfall bei hohem Durchfluss	+	-	+-
Erwärmung bei hohen Viskositäten	-	+	+
Abhängigkeit von Fertigungstoleranzen	+	-	+
Möglichkeit einer Durchflussmessung	-	+	+
Einsatz des bestehenden Motors	++	++	--

Tabelle 3.1: Bewertung der Umspülungsprinzipien

Kapitel 4

Fluiddynamische Modellbildung

In diesem Kapitel werden die Modelle hergeleitet, welche der Viskositätsbestimmung anhand des Antriebsstroms zugrunde liegen. Die Gültigkeit der Modelle beschränkt sich auf den jeweiligen Strömungszustand im Viskosimeter, weshalb dieser zu Beginn des Kapitels untersucht wird.

Die Untersuchungen und insbesondere davon abgeleitete quantitative Angaben basieren auf Messungen an verschiedenen aufgebauten Prototypen mit unterschiedlichen geometrischen Verhältnissen.

4.1 Fluiddynamischer Zustand im Messbereich

Die Abhängigkeit zwischen der Flüssigkeitsviskosität und dem am Rotor angreifenden Drehmoment hängt stark vom fluiddynamischen Zustand im Messbereich ab. Laminare Strömungszustände sind erstrebenswert, da sie bei newtonschen Flüssigkeiten zu linearen und einfach berechenbaren Abhängigkeiten zwischen Drehzahl, Viskosität

und Drehmoment führen.

Die Strömung zwischen den Mantelflächen zweier konzentrischer Zylinder, von denen der innere rotiert, nennt man *Couette-Strömung* [Güli99]. Sie kann verschiedene Formen annehmen. Über die *Taylorzahl*¹ T_a kann die Art der Couette-Strömung bestimmt werden.

$$T_a = \sqrt{r_0 \cdot (r_1 - r_0)^3 \cdot \frac{\omega^2 \cdot \rho^2}{\eta^2}} \quad (4.1)$$

Die Taylorzahl ist eine einheitenlose Kennzahl, die Aussagen über die Relation zwischen Trägheits- und Reibungskräften in einem Fluid zulässt und somit von zentraler Bedeutung für die Bestimmung des Strömungsverhaltens ist.

Die *Couette-Strömung* kann man grob in drei verschiedene Zustände klassifizieren:

- laminare Schichtenströmung: $T_a < 41.3$
- Taylor-Strömung: $41.3 < T_a < 400$
- turbulente Strömung: $T_a > 400$

4.1.1 Laminare Strömung

Bei kleinen Taylorzahlen bewegen sich konzentrische Flüssigkeitsschichten im Zylinderspalt gegeneinander: Die innerste Flüssigkeitsschicht, die die Rotoroberfläche berührt, haftet an dieser und bewegt sich mit der selben Drehrate wie der Rotor, während die äusserste Flüssigkeitsschicht, die die Wand des Messgehäuses berührt, stillsteht. Dazwischen bildet sich ein Geschwindigkeitsgefälle wie in Abbildung 4.1 illustriert. Ohne Umspülung des Messspalts findet keine Bewegung längs der Rotorachse statt. Die Abhängigkeit zwischen Drehzahl, Viskosität und Drehmoment ist bei dieser Strömungsform linear und einfach berechenbar.

Findet eine Rotorumspülung statt, wird der Flüssigkeit zusätzlich

¹Die Fachliteratur sind unterschiedliche Definitionen für die Taylorzahl zu finden, die aber qualitativ identisch sind.

Abbildung 4.1: Skizzierte Fluidgeschwindigkeit bei laminarer Couette-Strömung

eine Axialbewegung eingeprägt, was dazu führt, dass sie sich spiralförmig um den Rotor bewegt. Die einfachen Relationen zwischen Drehzahl, Viskosität und Drehmoment bleiben aber weitgehend bestehen.

Abbildung 4.2 zeigt die simulierte Strömung längs des Messspalts bei laminarer Strömung. Die axiale Komponente der Strömung entspricht der einer Spaltströmung mit ruhenden Spalträndern.

4.1.2 Taylor-Strömung

Mit wachsender Taylorzahl erhöht sich der Einfluss der im Fluid wirkenden Fliehkräfte gegenüber den viskosen Reibungskräften. Dies wird bei gegebenen geometrischen Verhältnissen durch eine Erhöhung der Drehzahl oder der Dichte, sowie durch Verringerung der Flüssigkeitsviskosität erreicht. Übersteigt die Taylorzahl T_a einen bestimmten Wert $T_{a,krit} = 41.3$, ändert sich das Fließverhalten der Flüssigkeit im Messspalt dramatisch. Auf die innerste Flüssigkeitsschicht, welche sich mit dem Rotor mitdreht, wirkt eine Fliehkraft, welche sie nach aussen treibt. Aufgrund der Massenerhaltung kann sich aber nicht die gesamte Flüssigkeitsschicht vom Rotor wegbewegen. Sie wird somit aufgebrochen, und einzelne Teile wandern zum äusseren, stehenden Zylinder hin. Die von da verdrängte Flüssigkeit wird in die

Abbildung 4.2: Simulationsbild der Axialgeschwindigkeit des Fluids bei einer laminaren Strömung im Messspalt.

Gegenrichtung, zum Rotor hin getrieben. So bilden sich sog. *Taylorwirbel*, welche sich orthogonal zum Rotor gegeneinander drehen (vgl. Abbildung 4.3). Es handelt sich hierbei nicht um Turbulenz, da die Wirbel, einmal entstanden, einen stabilen Zustand behalten, im Gegensatz zur stochastischen Bewegung in turbulenter Strömung.

Abbildung 4.4 zeigt eine simulierte Taylorströmung im Messspalt des lagerlosen Rotationsviskosimeters.

Die Abhängigkeit zwischen Drehzahl, Viskosität und Drehmoment wird durch die Bildung von Taylorwirbeln komplexer, weshalb diese Strömungsform in der klassischen Rotationsviskosimetrie vermieden wird.

Abbildung 4.3: Bei hoher Rotordrehzahl und niedriger kinematischer Viskosität der Testflüssigkeit bilden sich im Messspalt die skizzierten Taylorwirbel.

4.1.3 Turbulente Strömung

Bei einer weiteren Erhöhung der Taylorzahl werden die stabilen Taylorwirbel zerstört, und es bildet sich Turbulenz. Dieser Übergang ist nicht so präzise definierbar wie der Übergang zwischen Couette-Strömung und Taylorströmung. Er findet ungefähr ab $T_a = 400$ statt [Güli99]. Die Relation zwischen Viskosität, Drehzahl und Drehmoment verändert sich bei diesem Übergang ebenfalls.

4.2 Hydraulisches Bremsmoment

Das Drehmoment, das aufgrund hydraulischer Verluste auf den Rotor wirkt, bildet die eigentliche Messgrösse im lagerlosen Rotationsviskosimeter. Die Relation zwischen der Viskosität und dem Drehmoment ist stark abhängig vom Strömungszustand im Messbereich, weswegen für jeden Strömungszustand ein eigenes Modell dafür erstellt werden muss. Nachfolgend werden die Modelle für laminare Strömung, Taylorströmung, sowie Turbulenz erläutert. Die verschiedenen Viskosimeter-Prototypen müssen entsprechend dem Strömungszustand im jeweili-

Abbildung 4.4: Simulationsbild einer Taylor-Strömung im Messspalt.

gen Messbereich die Viskosität anhand eines dieser Modelle berechnen.

4.2.1 Laminare Strömung

Bei niedrigen Taylorzahlen bilden sich keine Verwirbelungen im Messspalt. Das Drehmoment, welches aufgrund der viskosen Reibung der Flüssigkeit auf den Rotor wirkt, bildet sich aufgrund einer laminaren Schichtenströmung (vgl. Abbildung 4.1). Dieser einfache Strömungszustand erlaubt eine analytische Berechnung des Drehmoments. Es ist proportional zur Rotordrehzahl und zur dynamischen Viskosität der Flüssigkeit.

Im Folgenden wird dieser einfache Zusammenhang zwischen Rotordrehmoment, Rotordrehzahl und Viskosität im lagerlosen Rotations-

viskosimeter mit eigenständiger Umspülung hergeleitet. Die verwendeten Masse beziehen sich auf Abbildung 4.5.

Abbildung 4.5: Schematischer Schnitt durch das Rotationsviskosimeter

4.2.1.1 Aussenseite des Rotors

Die auf eine Flüssigkeitsschicht mit Radius r zwischen dem Rotor und der Gehäusewand wirkende Kraft ergibt sich durch das Drehmoment:

$$F(r) = \frac{M_a}{r} \quad (4.2)$$

Sie wirkt auf die Fläche

$$A(r) = 2\pi h_R r \quad (4.3)$$

Die an dieser Flüssigkeitsschicht wirkende Schubspannung beträgt somit:

$$\tau(r) = \frac{F(r)}{A(r)} = \frac{M_a}{2\pi h_R r^2} \quad (4.4)$$

Daraus resultiert ein Geschwindigkeitsgefälle der Flüssigkeit vom inneren (rotierenden) zum äusseren (stillstehenden) Zylinder:

$$\dot{\gamma}(r) := \frac{dv(r)}{dr} = -\frac{\tau(r)}{\eta} = -\frac{M_a}{2\pi h_R \eta r^2} \quad (4.5)$$

Daraus folgt für das Rotationsgeschwindigkeitsgefälle:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega(r)}{dr} &= \frac{\omega(r+dr) - \omega(r)}{dr} = \frac{\frac{v(r+dr)}{r+dr} - v(r)r}{dr} \\ &\stackrel{dr \rightarrow 0}{=} \frac{v(r+dr) - v(r)}{r \cdot dr} = \frac{dv(r)}{r \cdot dr} = \frac{\dot{\gamma}(r)}{r} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Durch Integration des Drehgeschwindigkeitsgefälles erhält man die Rotationsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von r:

$$\begin{aligned} \omega(r) &= \Omega + \int_{r_R}^r \frac{d\omega(r)}{dr} dr \\ &= \Omega + \int_{r_R}^r \frac{\dot{\gamma}(r)}{r} dr = \Omega - \int_{r_R}^r \frac{M_a}{2\pi h_R \eta r^3} dr \\ &= \Omega + \frac{M_a}{4\pi h_R \eta} \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_R^2} \right) \end{aligned} \quad (4.7)$$

oder, von aussen nach innen integriert:

$$\omega(r) = \frac{M_a}{4\pi h_R \eta} \left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{r_G^2} \right) \quad (4.8)$$

Setzt man die Randbedingung $\omega(r_R) = \Omega$ in 4.7 oder $\omega(r_G) = 0$ in 4.8 ein, erhält man:

$$\eta = \frac{M_a}{4\pi h_R \Omega} \left(\frac{1}{r_R^2} - \frac{1}{r_G^2} \right) \quad (4.9)$$

$$M_a = 4 \cdot \pi \cdot \omega_r \cdot h_R \cdot \frac{r_G^2 \cdot r_R^2}{r_G^2 - r_R^2} \cdot \eta \quad (4.10)$$

4.2.1.2 Innenseite des Rotors

Beim Viskosimeter mit forcierter Umspülung wird zwischen dem Durchführungsrohr und der Lochwand des Rotors eine Schichtenströmung

gebildet. Sie bewirkt ein Drehmoment auf den Rotor, das analog berechnet werden kann.

$$M_i = 4 \cdot \pi \cdot \omega_r \cdot h_R \cdot \frac{r_L^2 \cdot r_S^2}{r_L^2 - r_R^2} \cdot \eta \quad (4.11)$$

Beim Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung fällt dieser Beitrag aufgrund des fehlenden Durchführungsrohrs weg. Aufgrund der hohen Drehzahl, welche für die eigenständige Umspülung des Messspalts notwendig ist, ist die Strömung in diesem Viskosimeter-Typ typischerweise nicht laminar, und das Rotormoment kann mit diesem Modell nicht beschrieben werden.

4.2.1.3 Ober- und Unterseite des Rotors

Das auf die Oberseite des Rotors wirkende Moment bestimmt sich zu:

$$M_o = 2 \cdot \pi \int_{r_L}^{r_R} \tau(r) \cdot r^2 dr \quad (4.12)$$

Wobei für die Schubspannung $\tau(r)$ gilt:

$$\tau(r) = \frac{\eta \cdot \omega_r \cdot r}{\delta_o} \quad (4.13)$$

Daraus ergibt sich:

$$M_o = \frac{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot \omega_r}{\delta_o} \cdot \int_{r_L}^{r_R} r^3 dr \quad (4.14)$$

$$M_o = \frac{\pi \cdot \eta \cdot \omega_r}{2 \cdot \delta_o} \cdot (r_R^4 - r_L^4) \quad (4.15)$$

Und an der Unterseite entsprechend

$$M_u = \frac{\pi \cdot \eta \cdot \omega_r}{2 \cdot \delta_u} \cdot (r_R^4 - r_L^4) \quad (4.16)$$

Mit 4.10, 4.11, 4.15 und 4.16 errechnet sich das Drehmoment,

Abbildung 4.6: Rotordrehmoment im lagerlosen Rotationsviskosimeter in Abhängigkeit der Rotordrehzahl bei verschiedenen Viskositäten, wobei der laminare Bereich nicht verlassen wird. Die Spaltweite beträgt 1 *mm*.

welches von der Flüssigkeit aufgrund laminarer Schichtenströmung auf den Rotor wirkt, zu

$$M_m = \frac{\pi \cdot \omega_r \cdot \eta}{2} \cdot \left[8 \cdot h_R \cdot \left(\frac{r_G^2 \cdot r_R^2}{r_G^2 - r_R^2} + \frac{r_L^2 \cdot r_S^2}{r_L^2 - r_S^2} \right) + (r_R^4 - r_L^4) \cdot \left(\frac{1}{\delta_o} + \frac{1}{\delta_u} \right) \right] \quad (4.17)$$

Abbildung 4.6 zeigt das über den Antriebsstrom gemessene Drehmoment des am Viskosimeter-Rotor in Abhängigkeit der Drehzahl bei verschiedenen Viskositäten in einem Bereich, wo ausschliesslich laminare Strömung im Messbereich existiert. Der lineare Zusammenhang kann in der Messung sehr gut nachvollzogen werden.

Beim scheinbaren starken Rauschen, welches bei Drehzahlen unter 100 *UPM* zu erkennen ist, handelt es sich um einen dem eigentlichen

Abbildung 4.7: Rotordrehmoment im lagerlosen Rotationsviskosimeter in Abhängigkeit der Viskosität bei einer Drehzahl von 50 *UPM*, wobei der laminare Bereich nicht verlassen wird. Die Spaltweite beträgt 1 *mm*.

Messignal überlagerten Antriebsstrom, mit welchem die durch Reluktanz an den Eisenklauen hervorgerufenen Rastmomente kompensiert werden. Diese Schwankungen sind gut reproduzierbar und beeinflussen die Messung nicht negativ (vgl. Kap. 2.4).

Abbildung 4.7 zeigt das Rotordrehmoment in Abhängigkeit zur Viskosität bei laminarer Couette-Strömung. Auch hier wird die erwartete Proportionalitätsbeziehung bestätigt.

4.2.2 Taylor-Strömung

Eine analytische Berechnung des Drehmoments, das von der Flüssigkeit an den Rotor übertragen wird, ist bei Auftreten von Taylorwirbeln nicht mehr möglich. Sie wird ersetzt durch empirische Betrachtungen.

Abbildung 4.8 zeigt das Rotordrehmoment als Funktion der dyna-

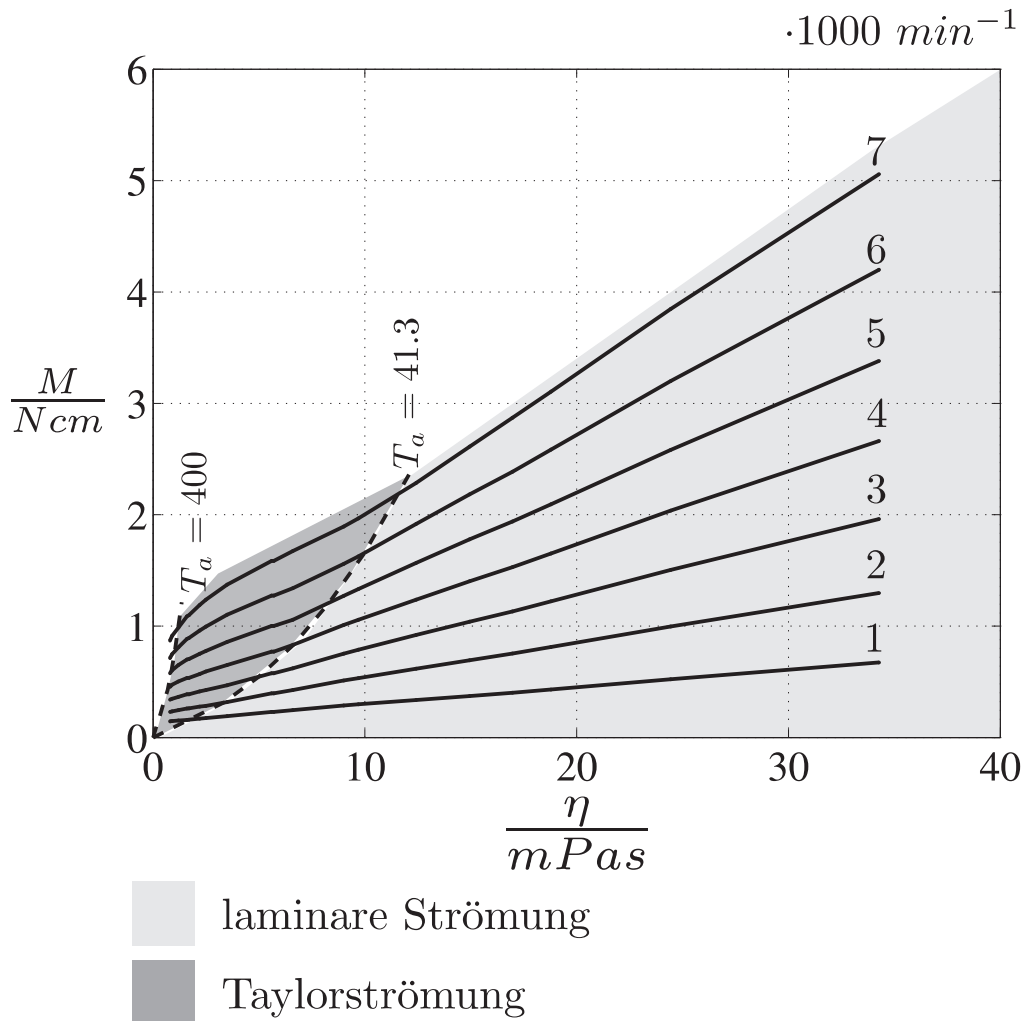


Abbildung 4.8: Rotordrehmoment in Funktion der Rotordrehzahl bei verschiedenen Viskositäten. Die Breite des Messspalts beträgt 0.3 mm .

mischen Viskosität im lagerlosen Rotationsviskosimeter bei verschiedenen Drehzahlen und einer Spaltweite von 0.3 mm . Man erkennt, dass die bei laminarer Strömung geltende Proportionalitätsbeziehung zwischen Rotordrehzahl, Drehmoment und Viskosität beim Auftreten von Taylorwirbeln ihre Gültigkeit verliert.

Die Abhängigkeit kann nach Gl. 4.18 modelliert werden.

$$M_m^{(Ta)} = \rho \cdot (c_{\omega 2}^{(Ta)}(\eta) \cdot \omega^2 + c_{\omega 1}^{(Ta)}(\eta) \cdot \omega) \quad (4.18)$$

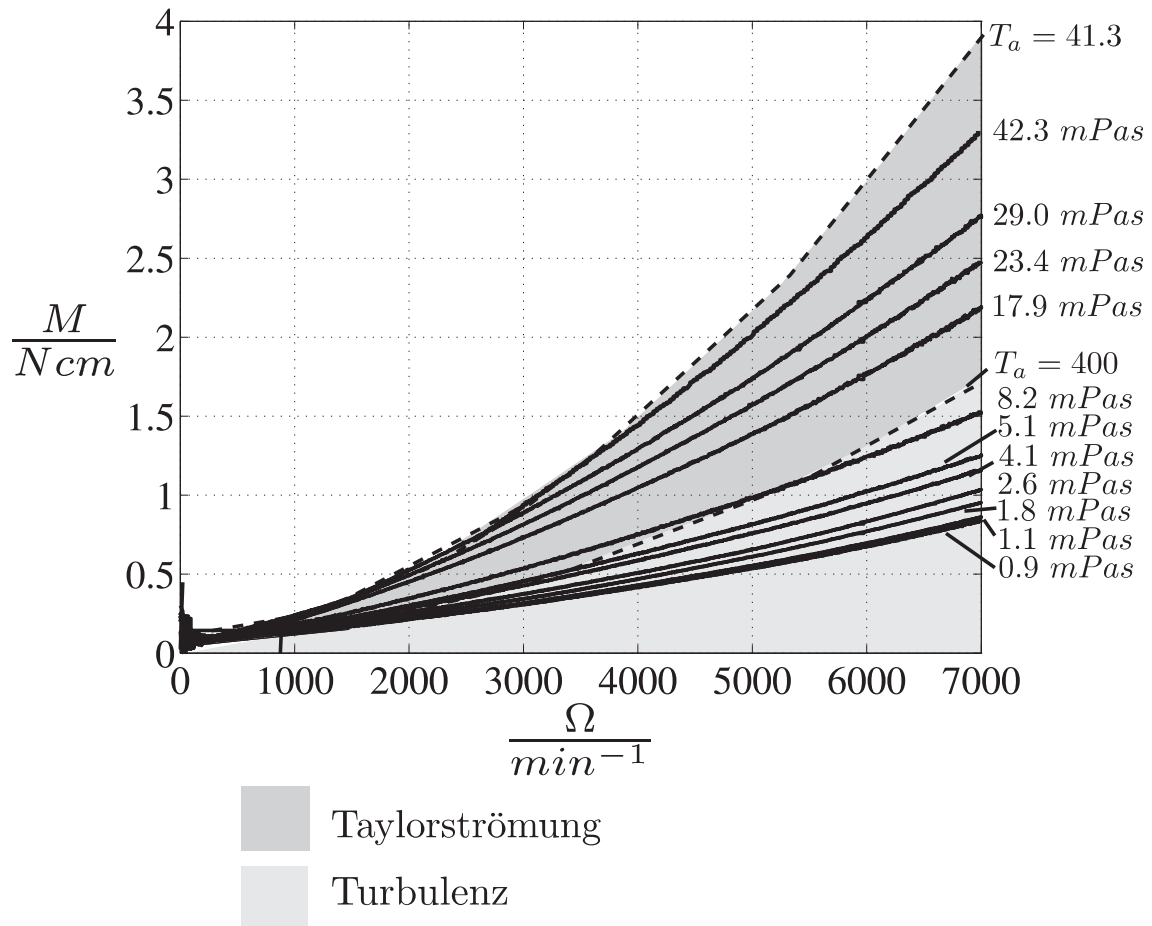


Abbildung 4.9: Rotordrehmoment in Funktion der Rotordrehzahl bei verschiedenen Viskositäten und einer Spaltweite von 1.3 mm .

Die Koeffizienten $c_{\omega 2}^{(Ta)}$, $c_{\omega 1}^{(Ta)}$ und $c_{\omega 0}^{(Ta)}$ sind eine Funktion der dynamischen Viskosität η .

Bei vorgegebener Drehzahl entspricht die Abhängigkeit zwischen dem Drehmoment und der Viskosität einer Wurzelfunktion. Abbildung 4.8 zeigt den Übergang von laminarer Strömung zu Taylorströmung anhand von Messungen mit einem lagerlosen Rotationsviskosimeter mit einer Spaltweite von 0.3 mm .

Anhand der Gleichung 4.19 kann bei vorgegebener Drehzahl vom gemessenen Drehmoment auf die dynamische Viskosität geschlossen wer-

den.

$$\eta = c_{M2}^{(Ta)} \cdot \frac{M_m^2}{\rho^2} + c_{M1}^{(Ta)} \cdot \frac{M_m}{\rho} + c_{M0}^{(Ta)} \quad (4.19)$$

wobei $c_{M2}^{(Ta)}$, $c_{M1}^{(Ta)}$ und $c_{M0}^{(Ta)}$ durch eine Kalibrierung Messgeräts zu bestimmen sind.

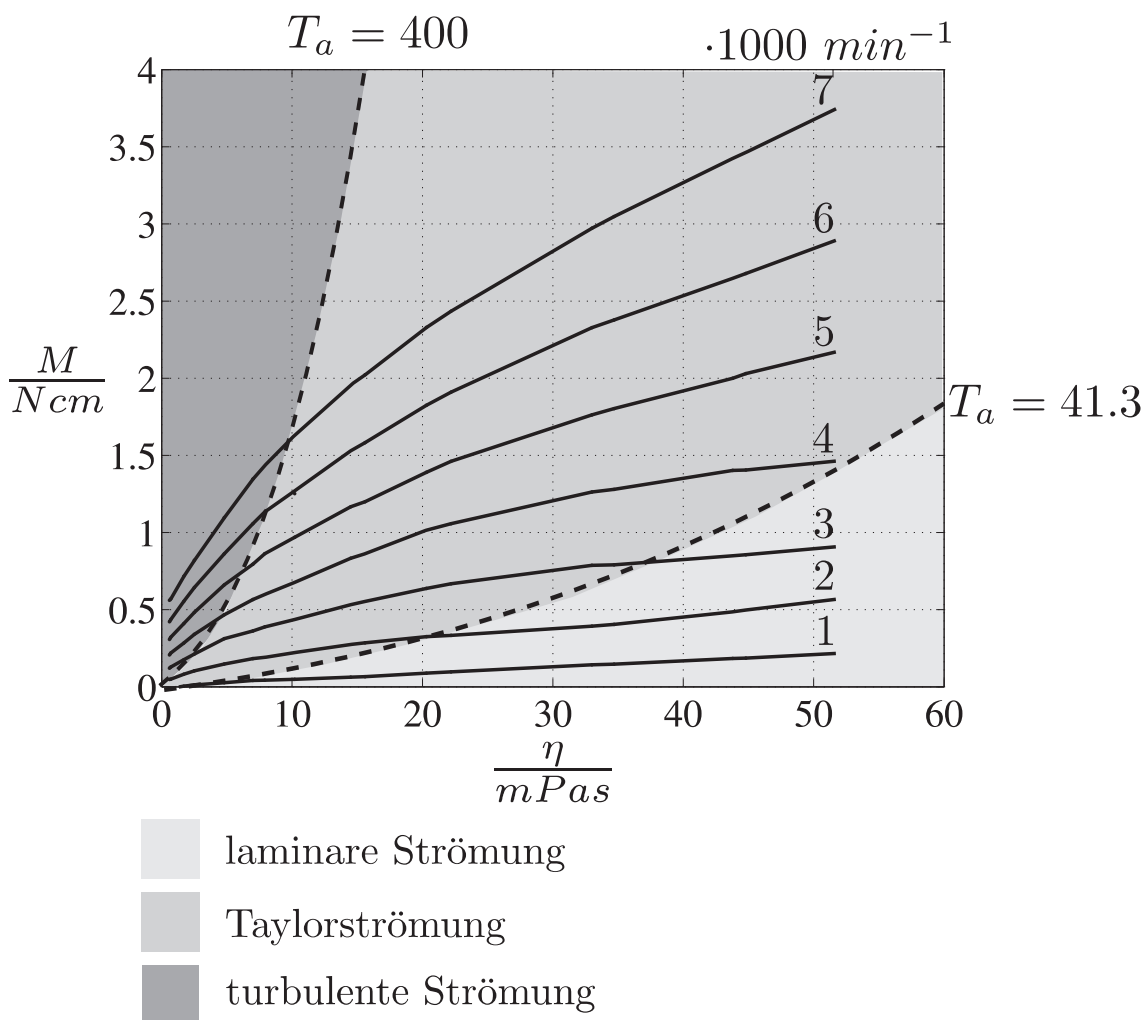


Abbildung 4.10: Rotordrehmoment als Funktion der dynamischen Viskosität bei verschiedenen Drehzahlen und einer Spaltweite von 1.3 mm.

Abbildung 4.11: Abhängigkeit zwischen dem Rotordrehmoment und der dynamischen, resp. kinematischen Viskosität bei verschiedenen Rotordrehzahlen und bei unterschiedlicher Dichte der Flüssigkeit

4.2.3 Turbulente Strömung

Bei turbulenter Strömung ist die Abhängigkeit zwischen der Rotordrehzahl und dem fluiddynamischen Bremsmoment ebenfalls quadratisch. Jedoch hängen die Koeffizienten bei dieser Strömungsform von der *kinematischen* Viskosität ab. Zusätzlich geht auch bei turbulenter Strömung die Dichte der Testflüssigkeit direkt ins fluiddynamische Bremsmoment ein [Hahn02]:

$$M_m^{(Tu)} = \rho \cdot (c_{\omega 2}^{(Tu)}(\nu) \cdot \omega^2 + c_{\omega 1}^{(Tu)}(\nu) \cdot \omega) \quad (4.20)$$

Bei vorgegebener Drehzahl kann die kinematische Viskosität ν gemäss Gl. 4.21 berechnet werden.

$$\nu = c_{M2}^{(Tu)} \cdot \frac{M^2}{\rho^2} + c_{M1}^{(Tu)} \cdot \frac{M}{\rho} + c_{M0}^{(Tu)} \quad (4.21)$$

Die dynamische Viskosität η errechnet sich demnach zu

$$\eta = \rho \cdot \left(c_{M2}^{(Tu)} \cdot \frac{M^2}{\rho^2} + c_{M1}^{(Tu)} \cdot \frac{M}{\rho} + c_{M0}^{(Tu)} \right) \quad (4.22)$$

Mit aus einer Kalibrierung gewonnenen Koeffizienten $c_{M2}^{(Tu)}$, $c_{M1}^{(Tu)}$ und $c_{M0}^{(Tu)}$.

Abbildung 4.10 zeigt den Übergang zwischen Taylorströmung und Turbulenz anhand von Messungen mit einem lagerlosen Rotationsviskosimeter mit einer Messspaltweite von 1.3 mm. Der Übergang zwischen dem Modell für Taylorströmung und für turbulente Strömung ist fließend und findet innerhalb des Bereichs zwischen $T_a = 400$ und $T_a = 800$ statt. Abbildung 4.11 verdeutlicht dies anhand von Viskositätsmessungen von Flüssigkeiten unterschiedlicher Dichte. Für Taylorzahlen grösser als 800 kann das Modell für turbulente Strömung für die Berechnung der Viskosität angewandt werden, für Taylorzahlen kleiner als 400 das Modell für Taylorströmung. Im Bereich dazwischen liegt die tatsächliche Viskosität zwischen den nach den beiden Modellen berechneten Werten.

4.3 Abhängigkeit vom Durchfluss

Die Durchfluss-Abhängigkeit ist entscheidend für Prozess-Viskosimeter, da der Prozessfluss eine Störgrösse darstellt, die schnell, häufig, unvorhersehbar und stark ändern kann.

Die Durchfluss-Abhängigkeit muss für die Viskosimeter mit eigenständiger und forcierter Rotorumspülung getrennt betrachtet werden.

4.3.1 Prototyp mit eigenständiger Umspülung

Da der Prototyp mit eigenständiger Umspülung als *Bypass*-System ausgelegt wurde und die Flüssigkeit eigenständig durch den Messspalt gepumpt, ist die Viskositätsmessung weitgehend unabhängig vom Durchfluss. Ein Einbezug dieser Prozessgrösse in die Viskositätsberechnung ist demnach nicht nötig.

4.3.2 Prototyp mit forcierter Umspülung

Beim Prototyp mit forcierter Umspülung wird die Flüssigkeit durch den Druckabfall im Messgerät durch den Messspalt und den Spalt zwischen dem Rotorloch und dem Einlassstutzen gepumpt. Abhängig von der Durchflussrate \dot{V}_p und der Viskosität η wird dadurch der Rotor nach oben gedrückt. Diese axiale Verschiebung des Rotors verändert sowohl die fluiddynamischen, als auch die elektromagnetischen Eigenschaften des Viskosimeters, weshalb sie einer genaueren Untersuchung bedarf.

Zwischen der Ober- und Unterseite des Rotors bildet sich bei einer Durchflutung des Messgeäts ein Druckabfall, der proportional zum Durchfluss und der Viskosität ist² [Bösw95]:

$$\Delta p = \frac{12 \cdot \eta \cdot h_R \cdot \dot{V}}{\pi \cdot (\delta_{ls}^3 \cdot d_{ls} + \delta_{ms}^3 \cdot d_{ms})} \quad (4.23)$$

Der Prozessfluss teilt sich auf den Mess- und Lochspalt auf:

$$\dot{V}_{ms} = \frac{\Delta p \cdot \delta_{ms}^3 \cdot d_{ms} \cdot \pi}{12 \cdot \eta \cdot h_R} = \dot{V}_p \cdot \frac{\delta_{ms}^3 \cdot d_{ms}}{\delta_{ms}^3 \cdot d_{ms} + \delta_{ls}^3 \cdot d_{ls}} \quad (4.24)$$

$$\dot{V}_{ls} = \frac{\Delta p \cdot \delta_{ls}^3 \cdot d_{ls} \cdot \pi}{12 \cdot \eta \cdot h_R} = \dot{V}_p \cdot \frac{\delta_{ls}^3 \cdot d_{ls}}{\delta_{ms}^3 \cdot d_{ms} + \delta_{ls}^3 \cdot d_{ls}} \quad (4.25)$$

Im aufgebauten Prototypen fließt 4% der Prozessflüssigkeit durch den Lochspalt und 96% durch den Messspalt.

²Dieser Zusammenhang gilt nur bei laminaren Strömungsverhältnissen, sowie bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten. Beide Voraussetzungen sind im gesamten Betriebsbereich des Messgeräts mit forcierter Umspülung gegeben.

Die Kräfte, die durch die viskose Reibung in den beiden Spalten auf den Rotor wirken, berechnen sich nach [Bösw95] zu:

$$\begin{aligned} F_{ms,v} &= \frac{1}{2} \cdot \Delta p \cdot \delta_{ms} \cdot d_{ms} \cdot \pi = \frac{6 \cdot \eta \cdot h_R \cdot \dot{V}_{ms}}{\delta_{ms}^2} \\ F_{ls,v} &= \frac{1}{2} \cdot \Delta p \cdot \delta_{ls} \cdot d_{ls} \cdot \pi = \frac{6 \cdot \eta \cdot h_R \cdot \dot{V}_{ls}}{\delta_{ls}^2} \\ F_v &= F_{ms,v} + F_{ls,v} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Beim aufgebauten Prototyp betragen sie:

$$F_{ms,v} = 8.1 \cdot 10^4 \text{ m}^{-1} \cdot \eta \cdot \dot{V}_p \quad (4.27)$$

$$F_{ls,v} = 1.3 \cdot 10^4 \text{ m}^{-1} \cdot \eta \cdot \dot{V}_p \quad (4.28)$$

Zusätzlich zur von viskoser Reibung erzeugten Kraft, wirkt auf den Rotor eine Axialkraft aufgrund der Druckdifferenz zwischen der Ober- und Unterseite des Rotors.

$$F_p = A \cdot \Delta p \quad (4.29)$$

Beim aufgebauten Prototyp beträgt sie:

$$F_p = 1.1 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1} \cdot \eta \cdot \dot{V}_p \quad (4.30)$$

Die Kraft auf den Rotor wird hauptsächlich durch die Druckdifferenz zwischen der Ober- und Unterseite des Rotors erzeugt. Der Rotor wird aufgrund der Kräfte F_v und F_p nach oben gedrückt.

Das passive Axiallager des Rotors wirkt wie ein Feder-Masse-System (vgl. Kap. 2.1.3). Für kleine Axialauslenkungen des Rotors gilt:

$$F_z \approx -k_z \cdot z \quad (4.31)$$

Diese Rückstellkraft steht im eingeschwungenen Zustand im Gleichgewicht mit der Gewichtskraft und der von der Flüssigkeit auf den Rotor wirkenden Kraft:

$$z \approx k_z^{-1} \cdot (F_p + F_{ms,v} + F_{ls,v} - g \cdot (m_r - V_R \cdot \rho)) \quad (4.32)$$

Die Steifigkeit des passiven Axiallagers beträgt $2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$. Die axiale Verschiebung des Rotors berechnet sich also zu

$$z \approx 550 \text{ N}^{-1} \cdot \eta \cdot \dot{V}_p \quad (4.33)$$

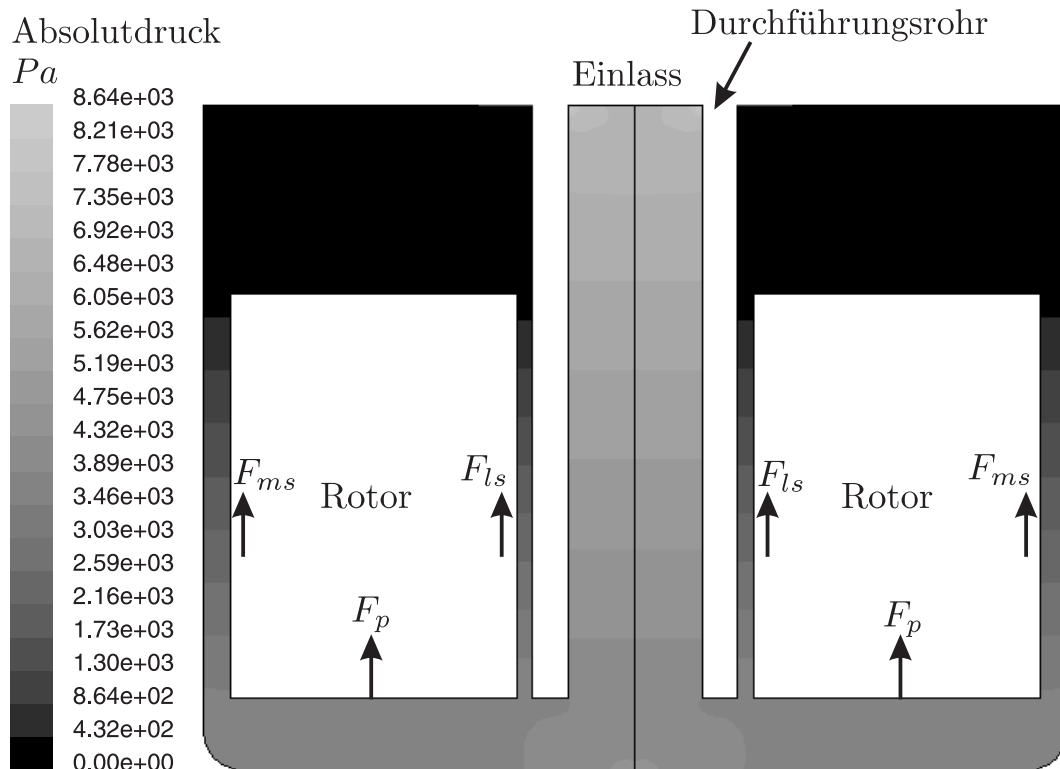


Abbildung 4.12: Simulierte Druckverteilung im Messgehäuse bei einer Flüssigkeitsviskosität von 100 mPas und einer Durchflussrate von $0.6 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$)

Ab einer axialen Verschiebung des Rotors um 3 mm wird das Radiallager instabil. Das höchstmögliche Produkt aus dem Prozessfluss und der Viskosität der Prozessflüssigkeit ergibt sich somit zu

$$(\eta \cdot \dot{V}_p)_{max} = 5.5 \cdot 10^{-6} \text{ Nm} \quad (4.34)$$

Bei einer Viskosität von 1 Pas beispielsweise darf der Prozessfluss $5.5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, also $330 \text{ ml} \cdot \text{min}^{-1}$ nicht überschreiten.

Wie zu Beginn des Kapitels erwähnt, verändern sich durch die axiale Verschiebung sowohl die hydraulischen als auch die magnetischen Verhältnisse im Messgerät. Deren Wirkungen auf das Messergebnis sind einander entgegengerichtet.

Durch eine Verschiebung des Rotors nach oben vergrößert sich der Spalt zwischen der Rotorunterseite und der unteren Wand des Mess-

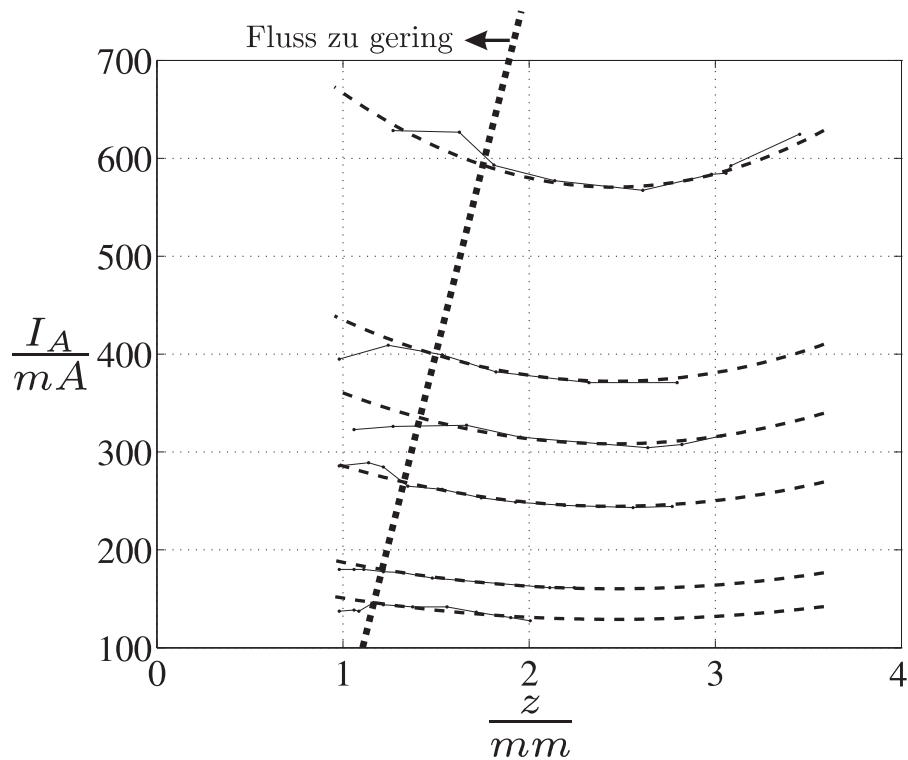


Abbildung 4.13: Antriebsstrom in Abhängigkeit der axialen Rotorverschiebung bei verschiedenen Viskositäten

gehäuses. Beim aufgebauten Prototypen trägt die viskose Reibung innerhalb dieses Spaltes in der Ruheposition des Rotors 18% des Gesamtdrehmoments bei. Dieses Drehmoment ist indirekt proportional zur Spaltweite. Bei einer Spaltweite von 1 mm in der Ruheposition des Rotors bewirkt eine axiale Verschiebung des Rotors um 1 mm nach oben folglich eine Verringerung des gesamten Drehmoments von 11%. Steigt der Rotor noch weiter, wird seine magnetische Koppelung zum Eisenkreis zunehmend schwächer, da sich der magnetische Luftspalt vergrößert. Die Drehmomentskonstante verringert sich, und der Antriebsstrom wird bei gleichem angreifendem Drehmoment vom Regler erhöht, um die Drehzahl konstant zu halten. Da der Antriebsstrom aber der Drehmomentsmessung zugrunde liegt, nimmt das gemessene, scheinbare Drehmoment zu.

Ab 1.4 mm axialer Verschiebung des Rotors beginnt der Effekt der gelösten magnetischen Koppelung den hydraulischen Effekt zu dominieren. Es resultiert eine parabelähnliche Abhängigkeit des gemessenen

nen Drehmoments zur axialen Verschiebung des Rotors, wie in Abbildung 4.13 zu sehen ist. Der Tiefpunkt der Parabeln liegt im aufgebauten Prototypen unabhängig von der Viskosität bei 1.4 mm axialer Rotorverschiebung.

Für den Antriebsstrom gilt also:

$$I_M = c_{Z2}(\eta) \cdot (Z - Z_s)^2 + c_{Z1}(\eta) \cdot (Z - Z_s) + c_{Z0}(\eta) \quad (4.35)$$

Der relative Einfluss der gelockerten magnetischen Koppelung, sowie des verbreiterten unteren Spaltes auf den Antriebsstrom ist unabhängig von der Viskosität der Testflüssigkeit. Sämtliche Koeffizienten in 4.35 hängen somit linear mit der Viskosität zusammen.

$$c_{Z2}(\eta) = c_{Z2\eta_1} \cdot (\eta - \eta_0) \quad (4.36)$$

$$c_{Z1}(\eta) = c_{Z1\eta_1} \cdot (\eta - \eta_0) \quad (4.37)$$

$$c_{Z0}(\eta) = c_{Z0\eta_1} \cdot (\eta - \eta_0) \quad (4.38)$$

Die Korrekturviskosität η_0 resultiert aus einer lastunabhängigen Offsetbehaftung des Antriebsstroms, welcher von Motorverlusten hervorgerufen wird.

Kapitel 5

Thermische Einflüsse

In diesem Kapitel werden thermische Einflüsse behandelt, welche die Messung der Viskosität beeinflussen. Dabei wird zwischen zwei Arten des Einflusses unterschieden:

- Temperatureinflüsse auf die Viskositätsmessung und die Aufbereitung des Messsignals
- Die Erwärmung der Testflüssigkeit, durch die deren Viskosität während der Messung verändert wird.

5.1 Erwärmung der Testflüssigkeit

Da die Viskosität von Flüssigkeiten im Allgemeinen stark temperaturabhängig ist, darf diese vom Messgerät nicht zu stark beeinflusst werden. Einerseits würde eine zu starke Erwärmung oder Abkühlung der Testflüssigkeit das Messergebnis verfälschen, andererseits kann sie sich störend auf den Prozess auswirken. Insbesondere bei Prozessen mit einer von der Umgebung unabhängigen Temperaturregelung des Mediums kann eine Erwärmung oder Abkühlung problematisch sein. Der Grund dafür liegt darin, dass eine Messung der Viskosität für den

Anwender erst an diesem Punkt des Prozessflusses Sinn macht, wo die Flüssigkeit auf die für den Prozess vorgesehene Temperatur geregelt ist. Der Anwender wird also das Viskosimeter hinter dem Temperaturregler positionieren, kurz vor der Einspeisung der Flüssigkeit in den Prozess. Wenn die Medientemperatur am Auslass des Viskosimeters zu stark von der geregelten Temperatur abweicht, muss eine erneute Regelung stattfinden, was zusätzlichen Aufwand und Kosten nach sich ziehen würde.

Bei Prozessen, welche bei Umgebungstemperatur ablaufen, ist diese Problematik weniger akut. Bei einer zu starken Erwärmung des Mediums, welche insbesondere bei niedrigen Durchflussraten zu erwarten ist, kann sich die Flüssigkeit durch eine genügend lange schwach isolierte Leitung hinter dem Viskosimeter wieder auf die Umgebungstemperatur abkühlen. Allerdings wirkt sich eine zu starke Erwärmung innerhalb der Messkammer störend auf das Messergebnis aus.

Eine Veränderung der Medientemperatur innerhalb der Viskosimeter-Messkammer kann auf zwei Arten geschehen:

- Erwärmung durch viskose Verluste
- Erwärmung oder Abkühlung durch Wärmetausch mit dem Motor

Im lagerlosen Rotationsviskosimeter entsprechen die viskosen Verluste der gesamten mechanischen Leistung, die vom Rotor aufgebracht wird. Sie berechnen sich zu:

$$P_m = \omega_r \cdot M_m \quad (5.1)$$

Zusätzlich zur direkten Erwärmung der Flüssigkeit wird Wärme vom Motor an die Flüssigkeit, oder auch von der Flüssigkeit an den Motor abgegeben.

Das Innere des lagerlosen Scheibenläufermotors ist mit einer Vergussmasse aus Epoxidharz ausgefüllt. Sie verbessert die mechanische Stabilität des Motors und begünstigt zudem den Transport der Wärme von den Eisenklauen zum Gehäuse, von wo sie an die Umgebung abgegeben werden kann.

Abbildung 5.1: Thermisches Modell des lagerlosen Rotationsviskosimeters

Zur Untersuchung der Wärmeströme im lagerlosen Rotationsviskosimeter wird ein vereinfachtes Modell gemäss Abbildung 5.1 verwendet. Unterhalb des Messgehäuses befindet sich ein Temperatursensor. Er ist thermisch über den Wärmewiderstand $R_{\lambda_{se-fl}}$ mit der Flüssigkeit, und über $R_{\lambda_{mo-se}}$ mit dem Motorinnern gekoppelt. Für die im Eisenkreis und den Antriebs- und Lagerspulen erzeugte Wärme wird angenommen, dass sie sich gleichmässig im Motor verteilt und über $R_{\lambda_{se-fl}}$ und $R_{\lambda_{mo-se}}$ an die Flüssigkeit, sowie über $R_{\lambda_{mo-um}}$ an das Motorgehäuse und von da durch Strahlung und Konvektion an die Umgebung abgegeben wird.

Durch Identifikation ergibt sich so ein Wärmewiderstand $R_{\lambda_{mo-se}}$ von $2 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$ zwischen dem Motor und dem Sensor, sowie ein Wärmewiderstand $R_{\lambda_{se-fl}}$ von $12.5 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$ zwischen dem Sensor und der Flüssigkeit. Der Wärmewiderstand zwischen dem Motor und der Umgebung beträgt $8 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$.

Die im Motor erzeugte Wärmeleistung setzt sich aus den Eisen- und Kupferverlusten des Antriebssystems, sowie den Lagerverlusten zusammen, vgl. Kap. 2.3.

Aufgrund des erstellten Wärmemodells errechnet sich die Temperatur

im Innern des Motors zu

$$\begin{aligned}
\vartheta_{mo} &= \vartheta_{fl} \cdot \frac{R_{\lambda_{mo,um}}}{R_{\lambda_{mo,se}} + R_{\lambda_{se,fl}} + R_{\lambda_{mo,um}}} \\
&+ \vartheta_{um} \cdot \frac{R_{\lambda_{mo,se}} + R_{\lambda_{se,fl}}}{R_{\lambda_{mo,se}} + R_{\lambda_{se,fl}} + R_{\lambda_{mo,um}}} \\
&+ (P_{Fe} + P_{Cu} + P_L) \cdot \frac{R_{\lambda_{mo,se}} \cdot R_{\lambda_{se,fl}}}{R_{\lambda_{mo,se}} + R_{\lambda_{se,fl}} + R_{\lambda_{mo,um}}} \quad (5.2)
\end{aligned}$$

Der Flüssigkeit wird aufgrund mechanischer Leistung und Wärmeleitung thermische Leistung zugeführt oder entnommen:

$$P_{fl} = P_m + \frac{\vartheta_{mo} - \vartheta_{fl}}{R_{\lambda_{mo-se}} + R_{\lambda_{se-fl}}} \quad (5.3)$$

Die durch Wärmeleitung und viskose Verluste an die Flüssigkeit abgegebene Leistung ergibt sich nach Gl. 5.2 und Gl. 5.3 zu

$$P_{fl} = P_m + \frac{\vartheta_{um} - \vartheta_{fl} + (P_{Fe} + P_{Cu} + P_L) \cdot R_{\lambda_{mo,um}}}{R_{\lambda_{mo,se}} + R_{\lambda_{se,fl}} + R_{\lambda_{mo,um}}} \quad (5.4)$$

Als Spezialfall wird ein Prozess betrachtet, bei dem die Flüssigkeitstemperatur der Umgebungstemperatur entspricht.

Die durch den Antrieb und das Lager entstehenden Eisen- und Kupferverluste werden in diesem Fall gemäss Gl. 5.4 zu 40% an die Flüssigkeit und zu 60% an die Umgebung abgegeben. Es gilt somit:

$$P_{fl} \Big|_{\vartheta_{fl}=\vartheta_{um}} \approx P_m + 0.4 \cdot (P_{Fe} + P_{Cu} + P_L) \quad (5.5)$$

5.1.1 Erwärmung der Prozessflüssigkeit bei forcierter Umspülung

Die nach Gl. 5.4 zu berechnende Leistung, die an die Prozessflüssigkeit abgegeben wird, erwärmt diese abhängig vom Prozessfluss. Die Temperaturänderung der Flüssigkeit innerhalb des Messbehälters kann

genähert wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned}\Delta\vartheta &\approx \frac{P_{fl}}{\rho \cdot c \cdot \dot{V}} \\ &= \frac{P_m}{\rho \cdot c \cdot \dot{V}} + \frac{\vartheta_{um} - \vartheta_{fl} + (P_{Fe} + P_{Cu} + P_L) \cdot R_{\lambda_{mo,um}}}{(\rho \cdot c \cdot \dot{V}) \cdot (R_{\lambda_{mo,se}} + R_{\lambda_{se,fl}} + R_{\lambda_{mo,um}})}\end{aligned}\quad (5.6)$$

Abbildung 5.2 zeigt die minimale Durchflussrate durch das lagerlose Rotationsviskosimeter mit forcierter Umspülung, bei der sich die Flüssigkeit um weniger als 0.3 K erwärmt, als Funktion des Temperaturunterschieds zwischen der Flüssigkeit und der Umgebung. Durch forcierte Kühlung kann der Wärmewiderstand zwischen dem Motor und der Umgebung verringert werden, wodurch sich bei einer Flüssigkeitstemperatur, welche ähnlich der Umgebungstemperatur ist, die minimale Durchflussrate deutlich tiefer festgelegt werden kann.

5.1.2 Erwärmung der Prozessflüssigkeit bei eigenständiger Umspülung

Gl. 5.6 gilt unabhängig von der Art der Umspülung für die Erwärmung innerhalb des Messspalts. Da aber die Durchflussrate im Messspalt bei eigenständiger Umspülung von der Drehzahl des Rotors abhängt, muss dieser Fall speziell betrachtet werden. Ebenfalls zu beachten ist die Durchmischung der Flüssigkeit im Messgehäuse mit der peripher vorbeiströmenden Prozessflüssigkeit, welche wiederum von der Rotordrehzahl und der Durchflussrate abhängt.

Insgesamt ist die Relation zwischen der Flüssigkeitserwärmung, der Rotordrehzahl und der Durchflussrate wesentlich komplexer als beim Messgerät mit forcierter Umspülung. Abbildung 5.3 zeigt die gemessene Erwärmung der Flüssigkeit im Messgehäuse als Funktion der Drehzahl bei einer Viskosität von 170 mPas und einem Volumenfluss von $100\text{ ml}\cdot\text{min}^{-1}$. Man erkennt, dass eine Verringerung der Rotordrehzahl unter 4000 UPM keine Verringerung der Flüssigkeitserwärmung zur Folge hat. Diese Erkenntnis ist wichtig, da die Flüssigkeitserwärmung das wichtigste Argument für eine Verringerung der Rotordrehzahl darstellt.

Eine Erwärmung der Testflüssigkeit um 2 K innerhalb des Messgehäuses

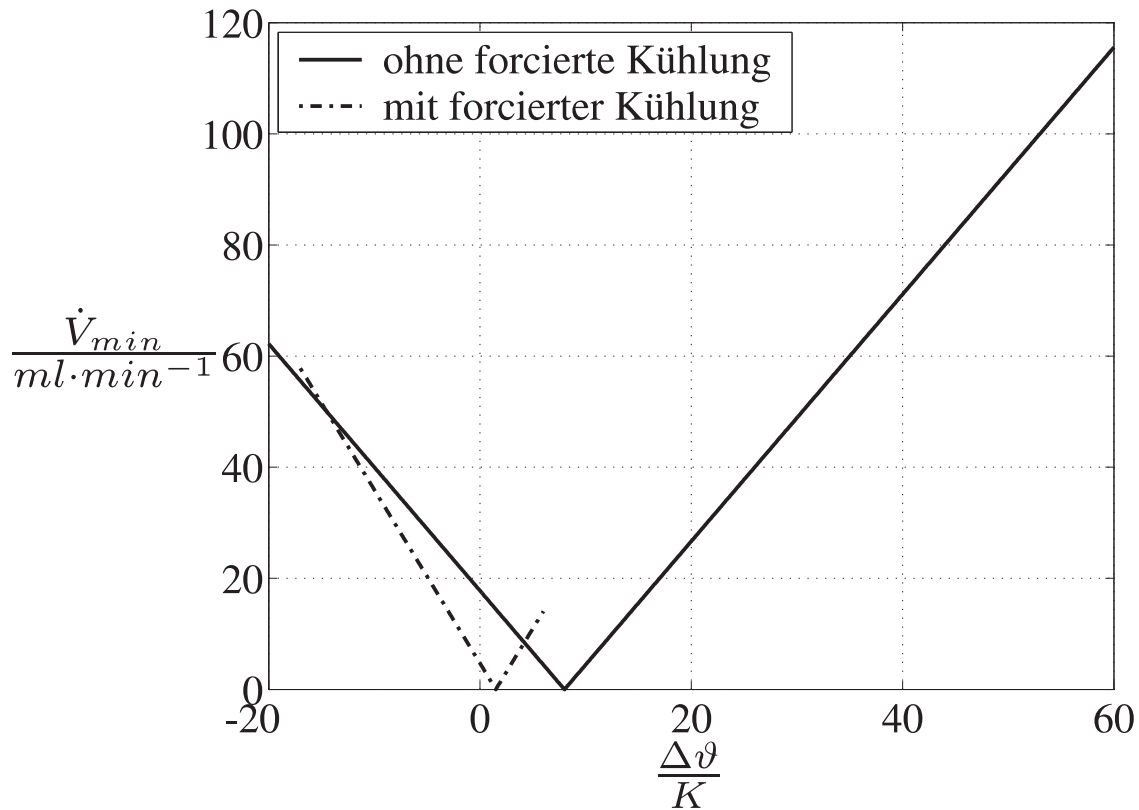


Abbildung 5.2: Minimaler Durchfluss als Funktion der Temperaturdifferenz $\vartheta_{fl} - \vartheta_{um}$ mit reiner Konvektionskühlung an der Motoroberfläche und mit forcierter Kühlung mit Druckluft.

verfälscht die Viskositätsmessung stärker, als es die gesetzten Anforderungen an das Messgerät erlauben.

Abbildung 5.4 zeigt die Erwärmung von Testflüssigkeiten, deren Viskosität $56mPas$ und $75mPas$ betragen, bei verschiedenen Durchflussraten. Bei einer Drehzahl von $5000UPM$ und einem Durchfluss, der über $300ml \cdot min^{-1}$ beträgt, erwärmt sich die Testflüssigkeit um weniger als $0.5K$.

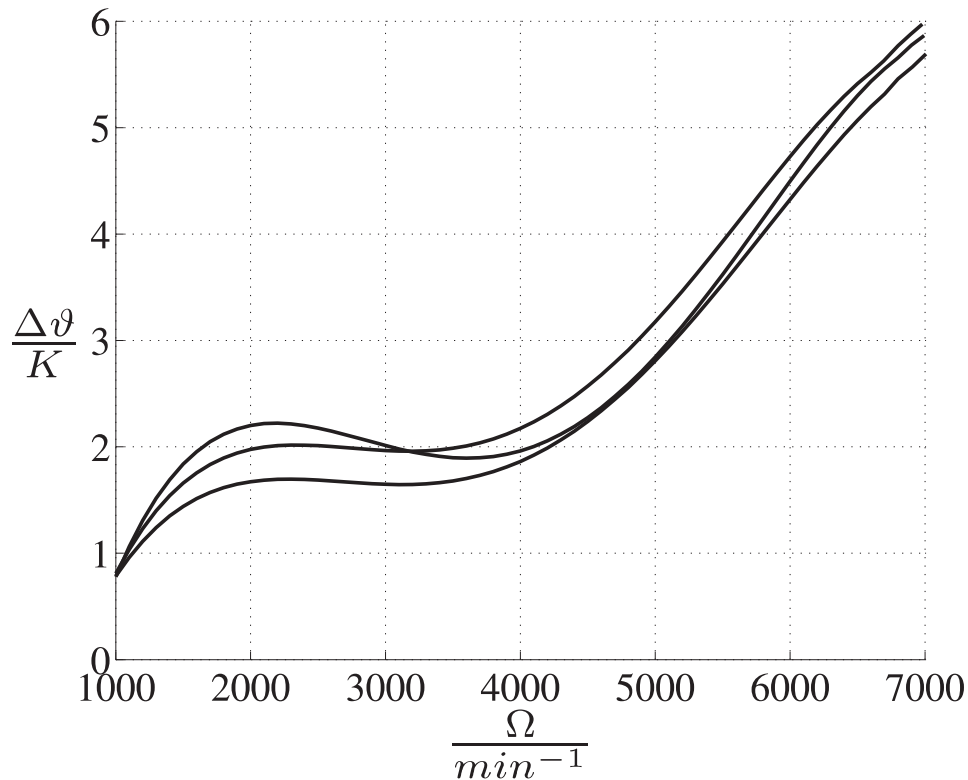


Abbildung 5.3: Erwärmung der Testflüssigkeit innerhalb des Messgehäuses als Funktion der Rotordrehzahl bei einer Viskosität von 170 mPas und einer Durchflussrate von $100 \text{ ml} \cdot \text{min}^{-1}$

5.2 Temperatureinflüsse auf die Viskositätsmessung

Für die Untersuchung des Einflusses auf die Viskositätsmessung müssen verschiedene Einflussgrößen betrachtet werden:

- Die Flüssigkeitstemperatur
- Die Umgebungstemperatur
- Die Eigenerwärmung

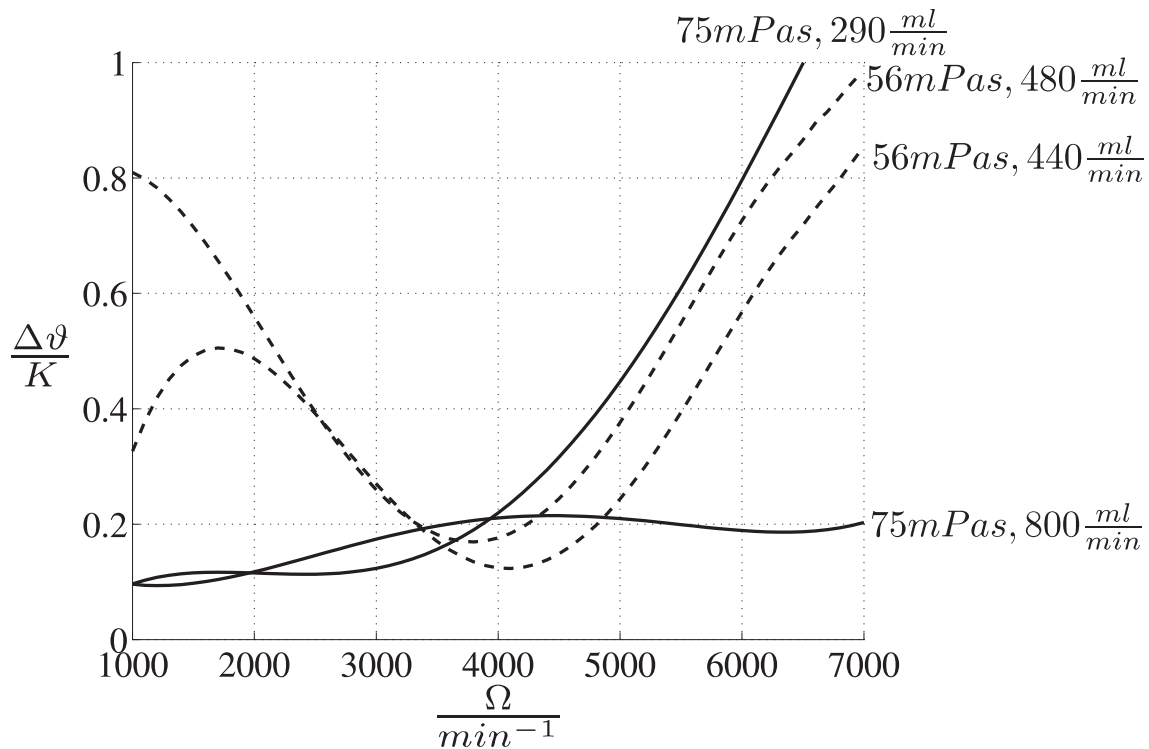


Abbildung 5.4: Erwärmung der Testflüssigkeit innerhalb des Messgehäuses als Funktion der Rotordrehzahl bei verschiedenen Viskositäten und Durchflussraten

Sie beeinflussen das Verhalten der verschiedenen Komponenten des Messsystems. Die im Hinblick auf eine Temperaturabhängigkeit näher zu untersuchenden Komponenten des Systems sind

- Der Controller
- Der Motor
- Der Rotor

Abbildung 5.5 zeigt die verschiedenen Einflüsse, welche untersucht wurden. Sie werden im Folgenden diskutiert.

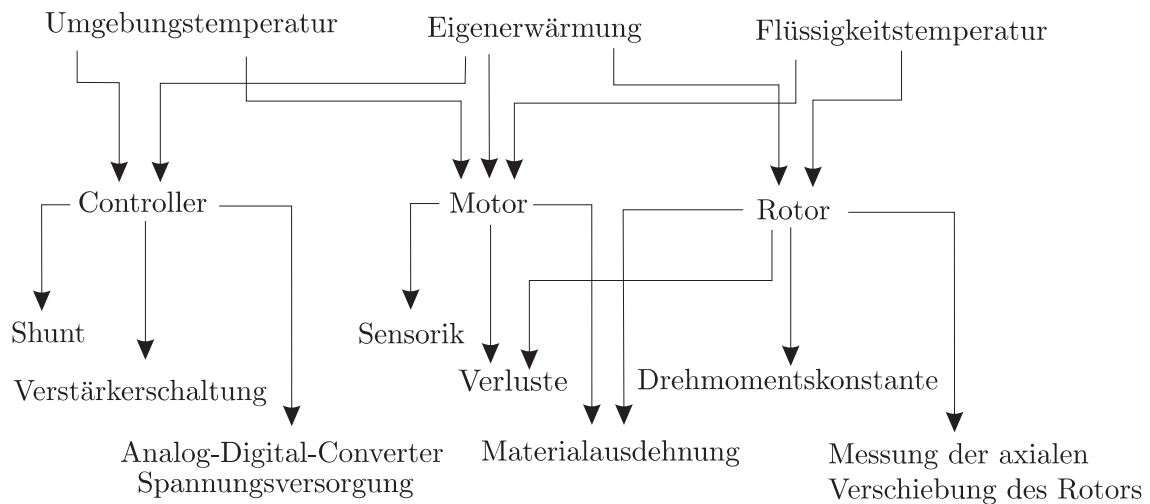


Abbildung 5.5: Übersicht über die verschiedenen untersuchten Temperatureinflüsse auf die Viskositätsmessung

5.2.1 Controller-Temperatur

Die wesentlichen Messgrößen, aus welchen die Viskosität der Testflüssigkeit berechnet wird, sind die Ströme in den Antriebsspulen. Abbildung 5.6 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Mess-Elektronik.

Der Spulenstrom passiert einen Messwiderstand, über welchem eine dem Stromwert entsprechende Spannung abfällt. Diese wird über einen Differenzverstärker aufbereitet und über einen Multiplexer einem Analog-Digital-Converter zugeführt, welcher im Signalprozessor integriert ist.

5.2.1.1 Messwiderstände

Der Temperaturkoeffizient der für die Strommessung verwendeten Messwiderstände beträgt gemäss Hersteller $0.0075\% \cdot K^{-1}$. Bei einer Veränderung seiner Temperatur um 30 K entspricht dies einer Widerstandsänderung um 0.225% . Entsprechende Untersuchungen bestätigten den sehr geringen Einfluss der Shunt-Temperatur auf die Strommessung.

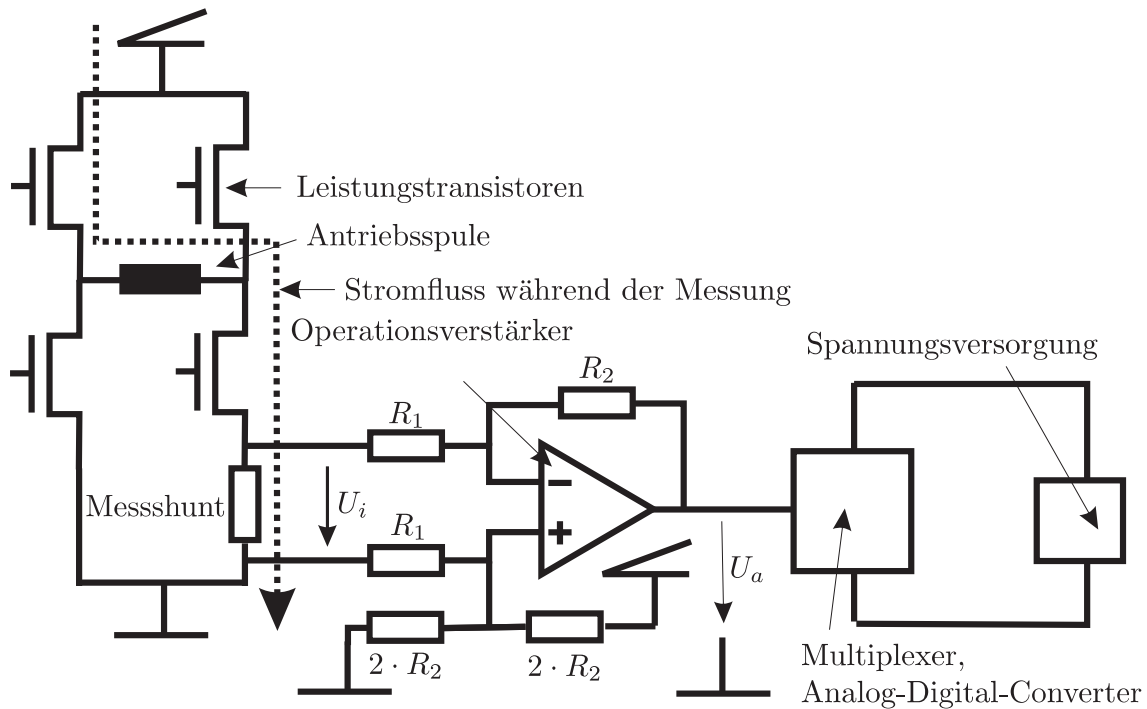


Abbildung 5.6: Prinzipbild der Elektronik für die Messung des Antriebs-Spulenstroms

5.2.1.2 Signalaufbereitung

Die Aufbereitung der Messspannung in der nachfolgenden Operationsverstärkerschaltung kann sowohl Offset- als auch Verstärkungsfehler aufweisen. Der Verstärkungsfaktor hängt primär von den Widerständen ab. Bei einem idealen Operationsverstärker ergibt sich die Spannungsverstärkung zu

$$V(\vartheta) = \frac{U_a(\vartheta)}{U_i} = \frac{R_2(\vartheta)}{R_1(\vartheta)} \quad (5.7)$$

Die verwendeten Widerstände unterliegen einer Temperaturdrift. Unter der realistischen Annahme, dass die innerhalb einer Verstärkerstufe eingesetzten Widerstände ein ähnliches Temperaturdrift-Verhalten zeigen und eine ähnliche Temperatur haben, ergibt sich eine weitgehende Kompensation der Temperaturabhängigkeit:

$$V(\vartheta_s + \Delta\vartheta) = \frac{R_2(\vartheta_s) \cdot (1 + c_\vartheta \cdot \Delta\vartheta)}{R_1(\vartheta_s) \cdot (1 + c_\vartheta \cdot \Delta\vartheta)} = \frac{R_2(\vartheta_s)}{R_1(\vartheta_s)} \quad (5.8)$$

Es ist zu erwarten, dass sich temperaturabhängige Eingangsoffsets und Leckströme der Operationsverstärker-Eingänge direkt als Offset auf die Strommessung auswirken. Messungen bestätigen einen Regelfehler von 3 mA bei einer Temperaturveränderung um 30 K , wenn vom Controller ein Gleichstrom auf die Antriebsspulen eingeprägt wird. Da die Polarität der Spannungen und Ströme im Operationsverstärker unabhängig von der Polarität des gemessenen Stromes sind, wirkt dieser Offsetfehler immer in die selbe Richtung, unabhängig von der Orientierung des gemessenen Spulenstroms. Durch die mit dem Rotorwinkel gekoppelten Polaritätswechsel der Antriebsströme wird dieser Fehler im Betrieb jedoch kompensiert und ist praktisch nicht mehr messbar.

5.2.1.3 Analog-Digital-Wandlung

Der Analog-Digital-Wandler, welcher das analog aufbereitete Strom-Messsignal an die Software weitergibt, benutzt die Spannungsversorgung der Controller-Schaltung als Referenz. Schwankungen der Versorgungsspannung wirken sich demnach direkt auf die Strommessung aus.

Laut Datenblatt des Herstellers ändert sich die geregelte Spannung bei einer Temperaturerhöhung von 30 K um -0.04% . Bei gleichbleibender Messspannung erhöht sich der an die Software übergebene Wert somit um $+0.04\%$.

5.2.2 Messgehäuse und Rotor

Die Flüssigkeitstemperatur bestimmt wesentlich die Temperatur des Rotors, da dieser thermisch eng mit der Prozessflüssigkeit gekoppelt ist. Die Rotortemperatur wiederum beeinflusst die Remanenzflussdichte des Magneten, sowie die Abmessungen des Rotors.

Die Temperatur des Messgehäuses ist ebenfalls mit der Flüssigkeitstemperatur und zusätzlich mit der Rotortemperatur gekoppelt. Der direkte Einfluss der Umgebungstemperatur auf die Temperatur des Messgehäuses wird nicht betrachtet, da im relevanten Bereich keine

gute Kopplung zur Umgebung des Messgeräts besteht.

5.2.2.1 Materialausdehnung

Der Wärmeausdehnungskoeffizient des im lagerlosen Rotationsviskosimeter verwendeten Neodym-Eisen-Magneten ist sehr gering, und die dichte Umkapselung verhindert eine radiale Vergrößerung des Rotors. Messungen ergeben, dass bei einer Erhöhung der Rotortemperatur um 30 K der Radius nicht signifikant zunimmt. Die Höhe nimmt um ca. 0.05 mm zu, was bei einer Rotorhöhe von 14.5 mm einer relativen Zunahme um 0.35% entspricht. Diese Erhöhung beeinflusst direkt die Viskositätsmessung.

Der Radius des Messgehäuses im Bereich des Messspalts erhöht sich um 0.05 mm bei einer Temperaturerhöhung um 30 K .

Da einerseits das Messgehäuse thermisch besser mit der Prozessflüssigkeit gekoppelt ist als mit dem Motor, und andererseits die Motortemperatur bei sich erwärmender Flüssigkeit ebenfalls steigt, kann davon ausgegangen werden, dass eine Erwärmung der Prozessflüssigkeit die Rotortemperatur und die Gehäusetemperatur ähnlich stark beeinflusst.

Eine Erwärmung der Prozessflüssigkeit um 30 K hat demnach eine Erweiterung des Messspalts um 0.05 mm zur Folge, was bei einer Messspaltdicke von 1.3 mm 3.6% entspricht. Um diesen Faktor verringert sich die gemessene Viskosität gegenüber der tatsächlichen Viskosität¹ bei einer Temperaturerhöhung um 30 K .

5.2.2.2 Magnetisierung des Rotormagneten

Die verwendeten Neodym-Eisen-Magnete zeigen eine reversible Abnahme der Remanenzflussdichte um $0.12\% \cdot K^{-1}$ [Boma]. Diese Abnahme bewirkt eine Änderung

- der Drehmomentkonstante des Motors
- der Motorverluste (Wirbelstrom- und Hystereseverluste)

¹Der Einfluss der tatsächlichen Viskositätsabnahme aufgrund der Flüssigkeitserwärmung ist typischerweise wesentlich höher.

- der Messung der axialen Verschiebung des Rotors

Diese Einflüsse werden im Folgenden diskutiert.

Die **Drehmomentkonstante** des Motors ist proportional zur Remanenzflussdichte [Schö93]. Demnach bewirkt eine Zunahme der Rotortemperatur um 30 K eine Abnahme der Drehmomentkonstante um 3.6% . Um diesen Faktor vergrößert sich der für das selbe Drehmoment aufzubringende Antriebsstrom und somit die gemessene Viskosität gegenüber der echten Viskosität.

Bei den **Motorverlusten** muss zwischen den Hysterese- und den Wirbelstromverlusten unterschieden werden (vgl. Kap. 2.3).

Die Wirbelstromverluste nehmen mit der zweiten Potenz der Remanenzfeldstärke des Magneten ab, die Hystereseverluste mit der 1.6-ten Potenz. Die Aufteilung der Motorverluste in Wirbelstrom- und Hystereseverluste ist abhängig von der Drehzahl. Während bei tiefen Drehzahlen die Hystereseverluste dominieren, beträgt der Anteil der Wirbelstromverluste bei 5000 UPM etwa 50% (vgl. Kap. 2.3).

Je nach Drehzahl ergibt eine Erhöhung der Rotortemperatur um 30 K somit eine magnetische Feldschwächung um 5.7% bis 6.4% .

Das verringerte Bremsmoment aufgrund der Motorverluste wird teilweise durch die geringere Drehmomentkonstante kompensiert. Bei einer Drehzahl von 5000 UPM und einer Erhöhung der Rotortemperatur um 30 K ergibt sich somit eine Abnahme des Leerlaufstroms um 3% .

Die **Axiale Verschiebung** des Rotors wird anhand des Streufeldes des Permanentmagneten unterhalb des Rotors gemessen. Da sich die Remanenzflussdichte des Magneten bei einer Temperaturerhöhung verringert, wird diese von den Sensoren als eine axiale Verschiebung des Rotors interpretiert. Beim Viskosimeter mit forcierter Umspülung, sowie beim axialen Viskosimeter resultiert dies in einem Fehler der Durchflussmessung und -kompensation. Da der Einfluss allerdings sehr gering ist, wird er nicht kompensiert.

5.2.3 Motor

5.2.3.1 Motorverluste

Die Temperatur des Motors beeinflusst die Wirbelstromverluste in den Eisenklauen. Eine Erhöhung der Klauentemperatur erhöht den spezifischen Widerstand des Eisens, was die durch die Pulsation des Magnetfeldes verursachten Wirbelströme verringert. Messungen zeigen, dass sich bei einer Drehzahl von 5000 *UPM* der Leerlaufstrom bei einer Erhöhung der Motortemperatur um 30 *K* um 4% verringert.

5.2.3.2 Materialausdehnung

Es hat sich gezeigt, dass die Materialausdehnung im Motor gegenüber der übrigen Temperatureinflüsse eine untergeordnete Rolle spielt.

5.2.3.3 Sensorik

Die Hallsensoren weisen laut Datenblatt im typischen Temperaturbereich des Motors eine sehr geringe Temperaturdrift auf. Auch die nachfolgende Signalaufbereitung wird von einer Temperaturerhöhung aus den gleichen Gründen wie in Kap. 5.2.1.2 beschrieben nur unwesentlich beeinflusst.

5.2.4 Zusammenfassung

In Tabelle 5.1 sind die verschiedenen Einflüsse der Controllertemperatur auf die Viskositätsmessung zusammengefasst.

Insgesamt resultiert eine Temperaturerhöhung um 30 *K* in einer scheinbaren Zunahme der gemessenen Viskosität um ca. 0.2%. Da die Controllertemperatur im Wesentlichen von der Umgebungstemperatur abhängt, welche in Reinräumen üblicherweise keinen starken Schwankungen unterliegt, kann die Temperaturdrift des Controllers vernachlässigt werden.

Einfluss	Einflussstärke bei 30K Temperaturerhöhung
Shunt	+0.225%
Widerstände zur Signalaufbereitung	< 0.01%
Operationsverstärker	< 0.01%
Analog-Digital-Wandlung	-0.04%
Total	+0.185%

Tabelle 5.1: Einflüsse der Controllertemperatur auf die Viskositätsmessung

Einfluss	Einflussstärke bei 30 K Temperaturerhöhung	
	relativer Fehler	absoluter Fehler^a
Rotorhöhe	+0.35%	
Spaltbreite	-3.8%	
Drehmomentkonstante	+3.6%	
Eisenverluste		+3%
Total	+0.15%	+3%

Tabelle 5.2: Einflüsse der Rotor- und Gehäusetemperatur auf die Viskositätsmessung

^aAngegeben als prozentuale Änderung des Leerlaufstroms

In Tab. 5.2 sind die Einflüsse der Rotortemperatur auf die Viskositätsmessung aufgelistet. Der relative Fehler aufgrund der verringerten Drehmomentkonstante bei Erhöhung der Temperatur wird durch die radiale Ausdehnung des Messgehäuses kompensiert. Es bleibt ein absoluter Fehler aufgrund der verringerten Eisenverluste im Rotor. Tab. 5.3 zeigt die Einflüsse der Motortemperatur auf die Viskositätsmessung. Auch hier sind die relativen Fehler sehr gering, und es dominiert, insbesondere bei kleinen Drehmomenten, ein absoluter Fehler der Drehmomentmessung.

Einfluss	Einflussstärke bei 30 K Temperaturerhöhung	
	relativer Fehler	absoluter Fehler^a
Materialausdehnung	< 0.1%	
Sensorik	< 0.1%	
Eisenverluste		-4%
Total	< 0.1%	-4%

Tabelle 5.3: Einflüsse der Motortemperatur auf die Viskositätsmessung

^aAngegeben als prozentuale Änderung des Leerlaufstroms

Kapitel 6

Realisierung

6.1 Auslegung des lagerlosen Rotationsviskosimeters

Ausgehend von den in Kapitel 4 erstellten Modellen werden für die Viskosimeter die Abmessungen des Messgehäuses und des Rotors festgelegt, insbesondere:

- Rotorhöhe h_R
- Rotordurchmesser d_R
- Rotordrehzahl Ω
- Spaltweite aussen δ_a
- Spaltweite unten δ_u
- Lochdurchmesser d_L

In Abbildung 6.1 sind die einzelnen zu bestimmenden geometrischen Abmessungen ersichtlich. Für die Festlegung dieser Abmessungen sowie der Rotordrehzahl müssen mehrere Aspekte bewertet werden:

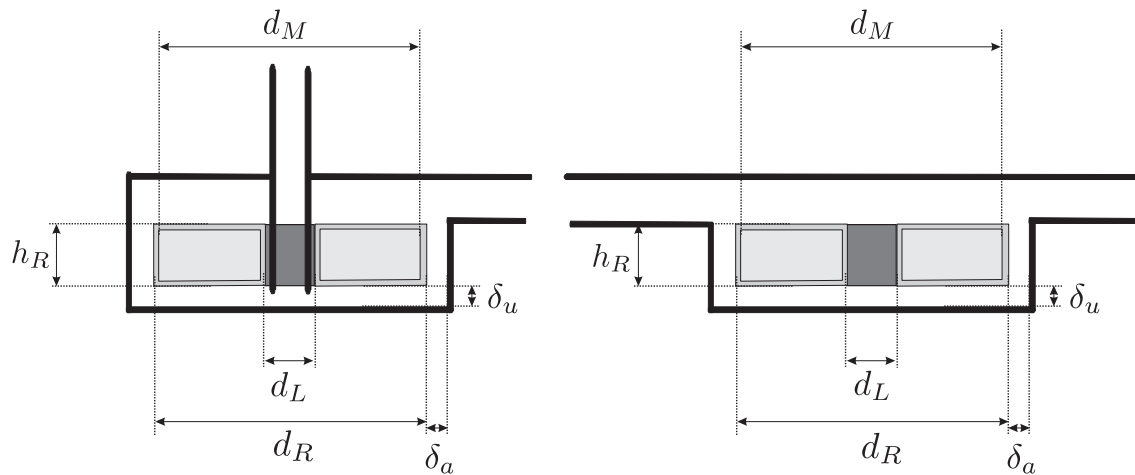


Abbildung 6.1: Wichtige zu bestimmende geometrische Größen in den beiden Viskosimetern mit forcierter (links) und eigenständiger (rechts) Umspülung.

- Auflösung des Messsignals
- Erwärmung der Testflüssigkeit
- Ansprechzeit des Messgerätes
- Durchflussabhängigkeit
- Abhängigkeit vom Systemdruck
- Abhängigkeit von Fertigungs- und Montagetoleranzen
- Druckabfall über dem Messgerät
- Destabilisierung des Rotors

Im Folgenden werden für verschiedene Masse und Daten des Viskosimeters wesentliche Aspekte für eine Festlegung diskutiert. Anschließend folgt eine vervollständigte Zusammenfassung der einzelnen Daten, sowie der Aspekte, unter welchen sie bestimmt wurden.

6.1.1 Rotorhöhe

Das lagerlose Rotationsviskosimeter baut auf einem lagerlosen Scheibenläufermotor auf. Der Name lässt schon erkennen, dass das Konzept für scheibenförmige Rotoren ausgelegt ist (vgl. Kap. 2). Eine Erhöhung des Rotors resultiert aufgrund der beschränkten Verkip-pungssteifigkeit der passiven Magnetlager in einer zunehmenden Destabilisierung des Rotors.

Zusätzlich wird die eigenständige Umspülung des Messbereichs durch eine Erhöhung verschlechtert. Beim Viskosimeter mit forcierter Umspülung resultiert eine Erhöhung des Rotors in einem erhöhten Druckabfall über dem Messgerät.

Für eine Erhöhung des Rotors spricht einzig die vergrößerte Fläche, an der die gescherte Flüssigkeit ein Drehmoment an den Rotor abgibt.

6.1.2 Rotordrehzahl

Die Rotordrehzahl bestimmt wesentlich den fluiddynamischen Zustand im Messspalt, die Abhängigkeit zwischen der Viskosität und dem Drehmoment, die an die Flüssigkeit abgegebene Leistung, sowie die Umspülung des Rotors im Falle des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung.

Beim Viskosimeter mit forcierter Umspülung ist sie nach unten durch die beschränkte Auflösung des gemessenen Antriebsstroms, sowie dessen Störeinflüsse, und nach oben hauptsächlich durch die tolerierbare Erwärmung der Prozessflüssigkeit beschränkt. Beim Messgerät mit eigenständiger Umspülung ist die Rotordrehzahl nach unten durch die Umspülungsrate und nach oben ebenfalls durch die Erwärmung der Prozessflüssigkeit beschränkt.

6.1.3 Rotordurchmesser, Gehäusedurchmesser und Spaltweite

Die Spaltweite bestimmt neben der Rotordrehzahl den fluiddynamischen Zustand im Messspalt, sowie die Abhängigkeit zwischen der

Viskosität und dem Rotordrehmoment. Gemäss Kap. 4.2.1 ist das Rotordrehmoment im Fall laminarer Strömung indirekt proportional zur Spaltweite.

Eine Verkleinerung des Rotordurchmessers führt bei gegebenem Durchmesser des Messgehäuses d_G zu einer Vergrösserung des Messspalts. Die Grenze ist dabei durch den Magnetdurchmesser d_M und die minimale Umkapselungsdicke von 1.3 mm gegeben.

$$\delta_a = \frac{d_G - d_R}{2} \leq \frac{d_G - d_R}{2} - 1.3 \text{ mm} \quad (6.1)$$

Der Magnetdurchmesser muss genügend gross gewählt werden, damit beim Einschalten des aktiven Magnetlagers eine genügend grosse Radialkraft auf den an einer Klaue haftenden Rotor aufgebracht werden kann, um ihn selbstständig zwischen den Klauen zu zentrieren. Versuche zeigten, dass bei Verwendung eines Seltenerd-Magneten hoher Energiedichte der minimal mögliche Magnetdurchmesser 27.4 mm beträgt.

Eine Erhöhung der Magnetdurchmessers erhöht die axiale Steifigkeit des Rotors. Beim Viskosimeter mit forcierter Umspülung wird dies jedoch durch aufgrund der geringeren Spaltweite resultierende Erhöhung des Druckabfalls überkompensiert.

Beim Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung ist die Umspülungsrate proportional zur vierten Potenz der Spaltweite.

Die Abhängigkeit vom Systemdruck nimmt bei einer Spaltweite von weniger als 0.8 mm stark zu, da sich das Messgehäuse aufgrund der geringen Härte von PTFE aufbläht.

Die Spaltweite beeinflusst sehr stark das Strömungsverhältnis im Messspalt und somit die quantitative Abhängigkeit zwischen dem Viskosität und dem Rotordrehmoment. Bei der Bestimmung der Spaltweite und der Rotordrehzahl ist dieser Aspekt ebenfalls entscheidend.

6.1.4 Durchmesser des Rotorlochs

Der Lochdurchmesser wird im Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung im Sinne einer guten Umspülung gross gewählt.

Auch beim Messgerät mit forcierter Umspülung muss der Rotorlochdurchmesser gross gewählt werden, um eine Zuführung der Testflüssig-

keit in den Bereich unterhalb des Rotors mit möglichst geringem Druckabfall zu gewährleisten.

Die maximale Grenze des Lochdurchmessers ist durch den Durchmesser des Lochs im Magneten, sowie die minimale Dicke der Rotorkapselung gegeben.

6.1.5 Zusammenfassung

Die Masse und die Betriebsdrehzahl der beiden Prototypen mit eigenständiger und forcierter Umspülung wurden wie folgt bestimmt:

- Der **Rotordurchmesser** wird unter Berücksichtigung der geringsten Umkapselungsdicke und des geringsten Magnetdurchmessers mit 30 mm kleinstmöglich gewählt. Dies ergibt eine **Spaltweite** von 1.3 mm beim Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung, respektive von 1.0 mm beim Viskosimeter mit forcierter Umspülung.
- Die **Rotorhöhe** wird ebenfalls so gering wie möglich gewählt. Sie beträgt bei beiden Geräten 14.5 mm . Dieses Minimalmass ist durch fertigungstechnischen Gegebenheiten bedingt.
- Die **Rotordrehzahl** des Messgerätes mit eigenständiger Umspülung wird zu 5000 UPM bestimmt. Eine Verringerung der Drehzahl auf 4000 UPM würde zwar die Flüssigkeitserwärmung geringfügig vermindern (vgl. Kap. 5.1.2), hätte aber zur Folge, dass sich nicht mehr der gesamte Messbereich von 0 bis 70 mPas im Bereich laminarer Strömung und Taylorströmung befindet, was die Berechnung der Viskosität aus dem Drehmoment erschweren würde.
Beim Messgerät mit forcierter Umspülung dreht der Rotor mit einer Drehzahl von 50 UPM .
- Der **Lochdurchmesser** wird bei beiden Messgeräten mit 10 mm so gross wie möglich gewählt, unter Berücksichtigung der minimalen Umkapselungsdicke.

	Rotorhöhe	Rotordurchmesser	Rotordrehzahl	Spaltweite	Lochdurchmesser
Erwärmung der Testflüssigkeit	–	--	– ^a	++	+
Auflösung des Messsignals	+	++	+	–	0
Ansprechzeit	–	0	+	++	+
Destabilisierung des Rotors	–	+	0	0	0
Abhängigkeit von Fertigungstol.	0	–	0	+	0
Systemdruck-Abhängigkeit	0	0	0	+	0
Durchfluss-Abhängigkeit	0	0	0	0	+
Druckabfall	0	0	0	0	0

Tabelle 6.1: Bewertung unterschiedlicher geometrischer Abmessungen von Rotor und Messgehäuse des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung. Ein Pluszeichen bedeutet, dass eine Erhöhung des Masses oder Wertes eine Verbesserung im Sinne des entsprechenden Aspekts bedeutet.

^abei einer Erhöhung der Drehzahl über 4000 UPM; unter 4000 UPM kann keine eindeutige Tendenz angegeben werden.

6.2 Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung

Abbildung 6.3 zeigt den Aufbau des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung anhand einer Explosionszeichnung, Abbildungen 6.2 und 6.4 einen der erstellten Prototypen. Das Messgehäuse und der Deckel werden aus je einem Stück PTFE (Teflon[®]) gefräst. Zwei *Flaretec*[®]-Anschlüsse für den Ein- und Auslass werden direkt aus dem Gehäusekörper gedreht.

Die Rotorumkapselung wird in zwei Halbschalen ebenfalls spanabhebend gefertigt. Die Halbschalen werden mittels Spiegelschweissung miteinander verbunden.

	Rotorhöhe	Rotordurchmesser	Rotordrehzahl	Spaltweite	Lochdurchmesser
Erwärmung der Testflüssigkeit	–	–	–	+	0
Auflösung des Messsignals	+	++	+	–	0
Ansprechzeit	–	0	+	0	0
Destabilisierung des Rotors	–	+	0	0	0
Abhängigkeit von Fertigungstol.	0	0	0	+	+
Systemdruck-Abhängigkeit	0	0	0	+	0
Durchfluss-Abhängigkeit	–	0	0	–	0
Druckabfall	–	0	0	–	+

Tabelle 6.2: Bewertung unterschiedlicher geometrischer Abmessungen von Rotor und Messgehäuse des Viskosimeters mit forcierter Umspülung

6.2.1 Berechnung der Viskosität

Der Rotor des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung wird auf eine Drehzahl von 5000 *UPM* geregelt. Aus dem dazu aufzubringenden Antriebsstrom wird anhand der Erkenntnisse aus Kap. 2.3 und 5.2.4 das an die Flüssigkeit abgegebene Drehmoment M_m bestimmt, welches die Grundlage für die Viskositätsberechnung bildet.

Innerhalb des Messbereichs von 0 bis 70 *mPas* bildet sich ausschliesslich Taylorströmung oder turbulente Strömung, siehe Kap. 4.

Die Berechnung der Viskosität aus dem an die Flüssigkeit abgegebenen Drehmoment M_m geschieht nach Gl. 4.19 oder 4.22, wobei die Koeffizienten anhand einer Kalibrierung mit einer Flüssigkeit mit der Dichte ρ_0 bestimmt werden. Abbildung 6.5 zeigt den Wechsel zwischen laminarer Strömung und Turbulenz anhand einer Messkurve.

Daraus folgt für die Berechnung der Viskosität

$$\eta^{(Tu)} = \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \left(c_2^{(Tu, \rho_0)} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m \right)^2 + c_1^{(Tu, \rho_0)} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m + c_0^{(Tu, \rho_0)} \right) \quad (6.2)$$

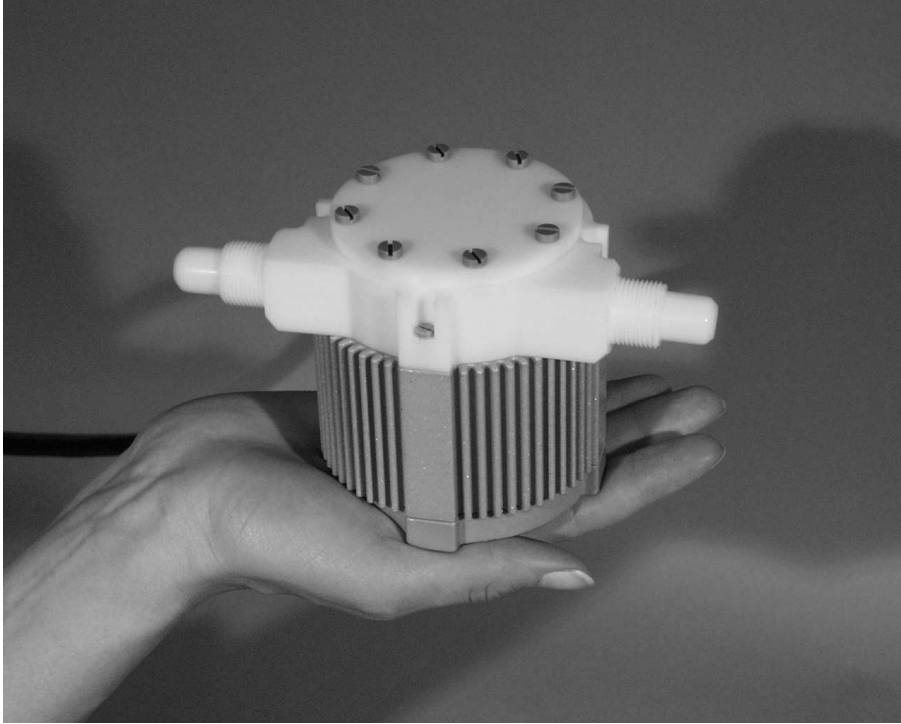


Abbildung 6.2: Prototyp des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung

oder

$$\eta^{(Ta)} = \left(c_2^{(Ta, \rho_0)} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m \right)^2 + c_1^{(Ta, \rho_0)} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m + c_0^{(Ta, \rho_0)} \right) \quad (6.3)$$

Um einen abrupten Wechsel zwischen den beiden Berechnungsmodellen zu vermeiden, werden die Gleichungen 6.2 und 6.3 über eine Hilfsfunktion $y(I_{mom})$ zu Gl. 6.4 verbunden (vgl. Abbildung 6.6):

$$\begin{aligned} \eta = & y(M_m) \cdot \frac{\rho}{\rho_0} \cdot \left(c_2^{(Tu, \rho_0)} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m \right)^2 + c_1^{(Tu, \rho_0)} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m + c_0^{(Tu, \rho_0)} \right) \\ & + (1 - y(M_m)) \cdot \left(c_2^{(Ta, \rho_0)} \cdot \left(\frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m \right)^2 + c_1^{(Ta, \rho_0)} \cdot \frac{\rho_0}{\rho} \cdot M_m + c_0^{(Ta, \rho_0)} \right) \end{aligned}$$

mit

$$y(I_{mom}) = \begin{cases} 0 & M_m < a - h \\ \frac{1}{2h} \cdot (M_m - a + h) & a - h < M_m < a + h \\ 1 & M_m > a + h \end{cases} \quad (6.4)$$

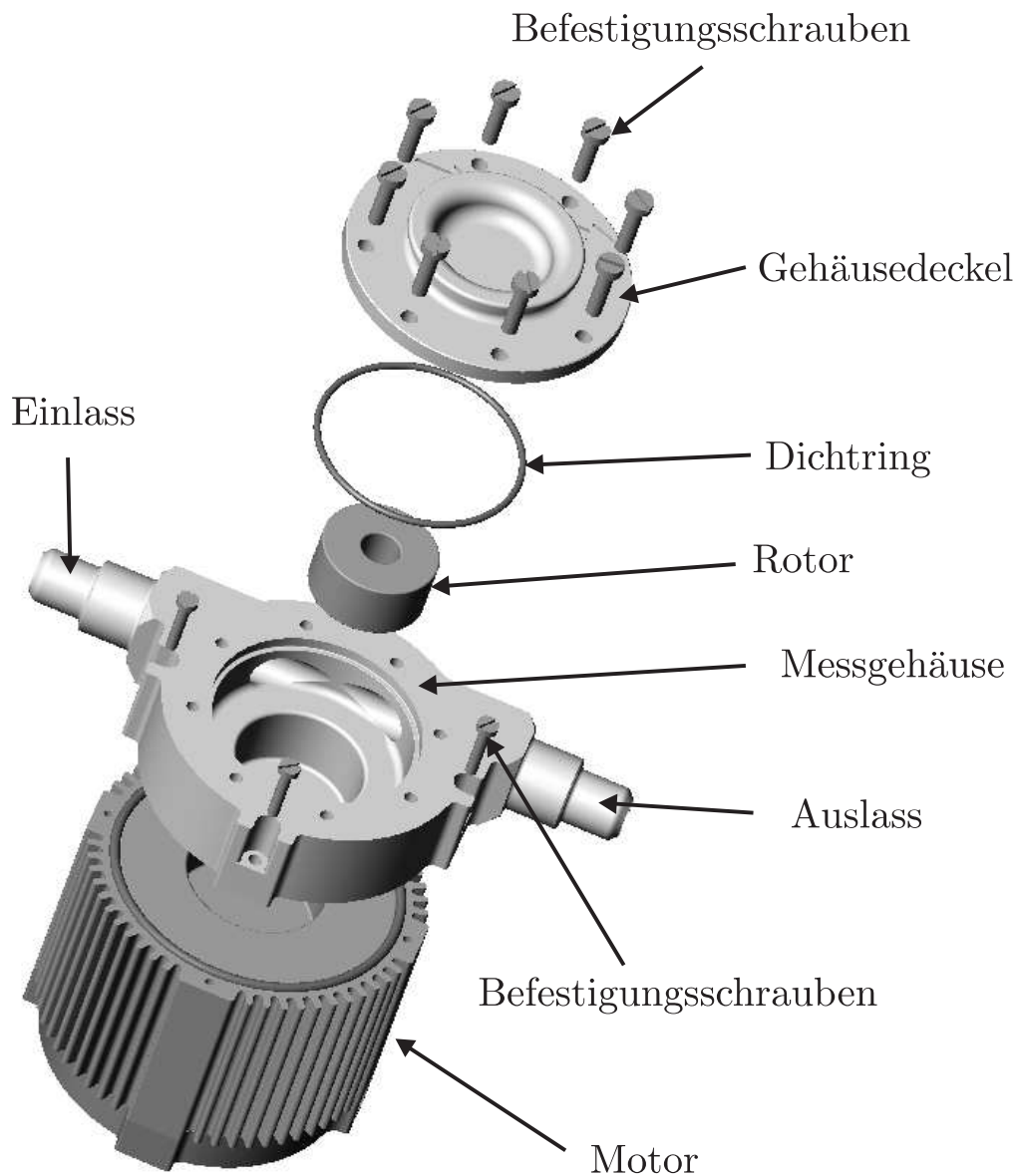


Abbildung 6.3: Explosionszeichnung des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung

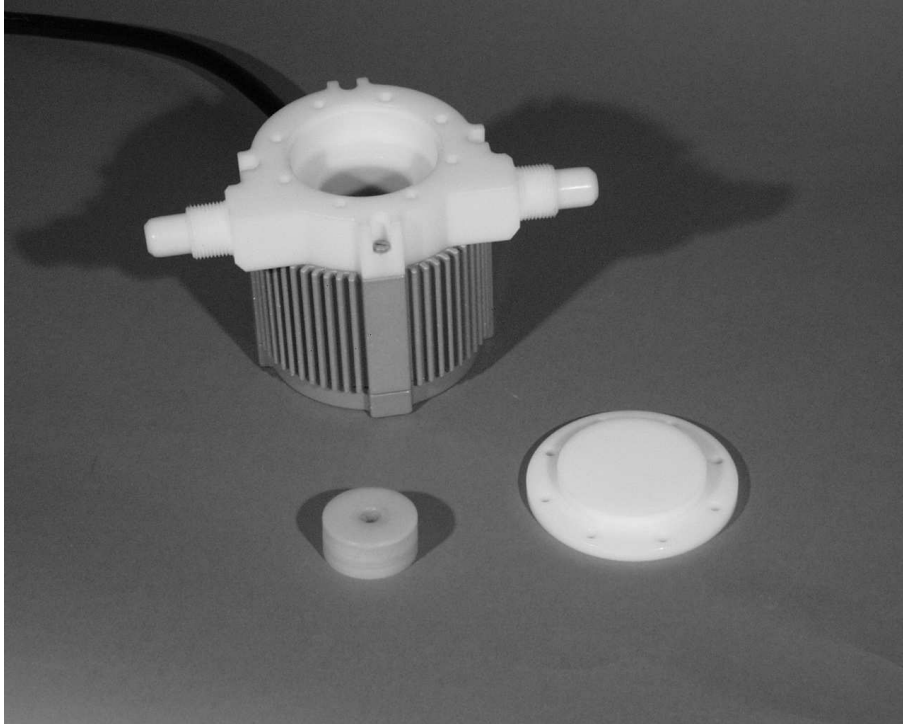


Abbildung 6.4: Motor, Messgehäuse, Gehäusedeckel und Rotor des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung

6.2.2 Entlüftung

Ein Problem, welches sich beim Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung stellt, ist die Ansammlung von Luftblasen in der Mitte des Rotors:

Luftblasen, welche sich im Prozesskreislauf befinden, werden zusammen mit der Prozessflüssigkeit in die Messkammer gezogen. Aufgrund der geringeren Dichte des Gases gegenüber der Flüssigkeit werden sie zur Mitte des Rotors beschleunigt. Anschliessend werden sie durch die nach unten fließende Flüssigkeit in das Loch im Rotor gesogen. Es stellt sich ein Kräftegleichgewicht zwischen dem abwärtsgerichteten Sog der Flüssigkeit und der aufwärtsgerichteten Wirkung des Auftriebs ein. Dies bewirkt, dass sich innerhalb des Lochs einzelne Luftblasen sammeln und sich zu grösseren Blasen gruppieren.

Die Viskositätsmessung wird durch dieses Phänomen nicht beeinflusst, da die Flüssigkeit in innerhalb des Rotor-Lochs nur wenig geschert

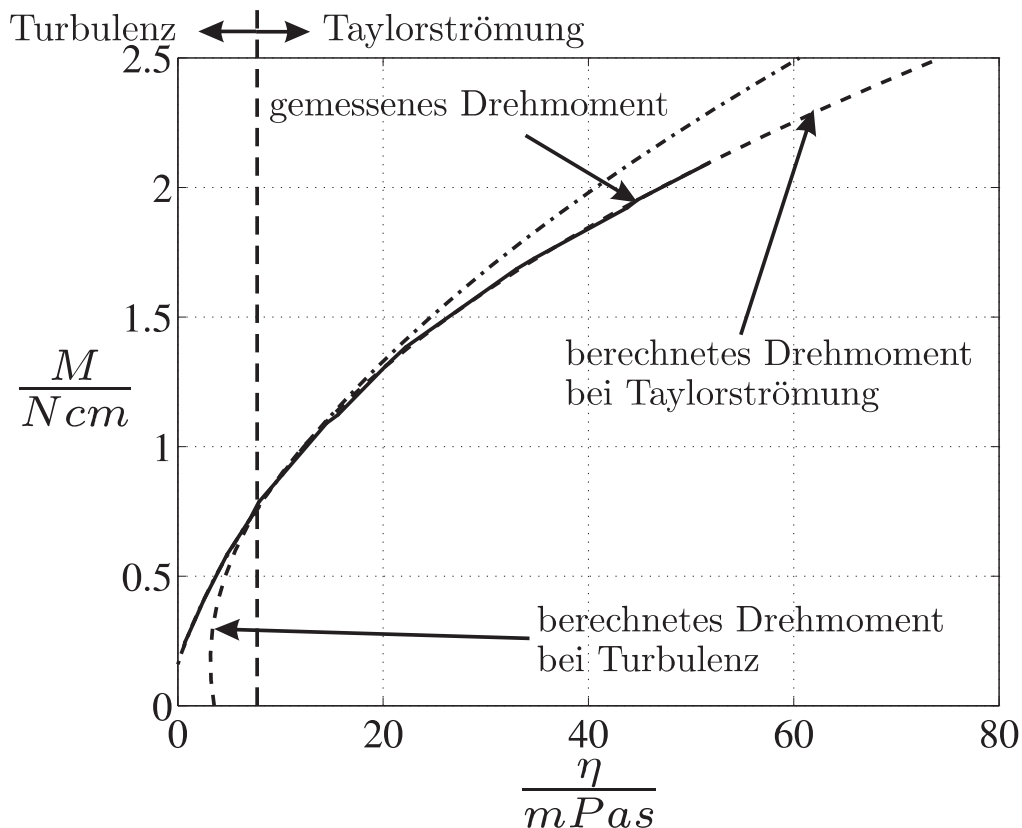


Abbildung 6.5: Antriebsstrom als Funktion der dynamischen Viskosität bei einer Rotordrehzahl von 5000 *RPM*. Die vertikale Linie kennzeichnet den Übergang zwischen laminarer Strömung und Turbulenz.

wird, und der Einfluss dieses Bereichs auf die Gesamtreibung am Rotor somit gering ist.

Wird die Luftblase jedoch zu gross, beeinflusst sie die Rotorumspülung negativ, da der Durchfluss durch das Loch blockiert wird. Aus diesem Grund muss eine Möglichkeit zur sporadischen Entlüftung der Messkammer gegeben sein. Ebenfalls soll eine einfache, vollständige Flutung der Messkammer gewährleistet sein.

Die Messkammer wurde so gestaltet, dass sich ihr höchster Punkt im Bereich befindet, welcher von der Prozessflüssigkeit passiert wird. Wenn das Viskosimeter bei stehendem Rotor geflutet wird, drängt die Luft somit zum Auslass und wird durch eine langsame Steigerung des Prozessflusses über diesen abtransportiert.

Abbildung 6.6: Ablaufdiagramm für die Berechnung der Viskosität anhand des Drehmoment bildenden Stromes und der axialen Verschiebung des Rotors im Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung

Abbildung 6.7: Luftblase, die sich in der Mitte des Rotors aufgrund dessen Rotation sammeln kann

Bei hohem Prozessfluss wirkt allerdings selbst bei stehendem Rotor die Fliehkraft stärker als der Auftrieb, so dass sich die Luft in der Mitte der Messkammer sammelt. Um dies zu verhindern, wird die vom Prozessfluss unterstützte Drehbewegung der Flüssigkeit in der Messkammer durch eine Rotation des Messkörpers in die entgegengesetzte Richtung gestört. Abhängig von der Durchflussrate und der Rotationsgeschwindigkeit des Rotors ändert die Flüssigkeit ihre Drehrichtung, wobei im Übergang ein turbulenter Zustand passiert wird. In diesem Zustand wird die Luft stark mit der Flüssigkeit durchmischt und kann durch den Prozessfluss über den Auslass wegtransportiert werden. Um eine vollständige Entlüftung sicherzustellen, werden in einem festen Ablauf, welcher über eine der Schnittstellen (vgl. Kap. 6.5) aktiviert werden kann, mehrere solche Übergänge durch geeignete Änderung der Rotationsgeschwindigkeit des Rotors forciert.

6.3 Viskosimeter mit forcierter Umspülung

Abbildung 6.9 zeigt den Messkopf des Viskosimeters mit forcierter Umspülung. Eine Explosionszeichnung ist in Abbildung 6.10 zu sehen.

Das Gehäuse ist ebenfalls aus dem Vollen gefräst und mit *Flaretec*[®]-Anschlüssen für den Ein- und Auslass versehen. Es wird der selbe Rotor verwendet wie für das Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung.

Die Drehzahl des Rotors beträgt 50 *UPM*, womit innerhalb des Messbereichs von 50 bis 3000 *mPas* der Bereich laminarer Strömung nicht verlassen wird. Um ein gleichmässiges Drehen des Rotors zu ermöglichen, wird statt der Drehzahl der Drehwinkel des Rotors geregelt.

6.3.1 Berechnung der Viskosität

Aufgrund der laminaren Strömungsverhältnisse berechnet sich die Viskosität der Flüssigkeit wie in Kap. 4.2.1 hergeleitet. Die durchflussabhängige axiale Verschiebung des Rotors macht aber eine Kompen-

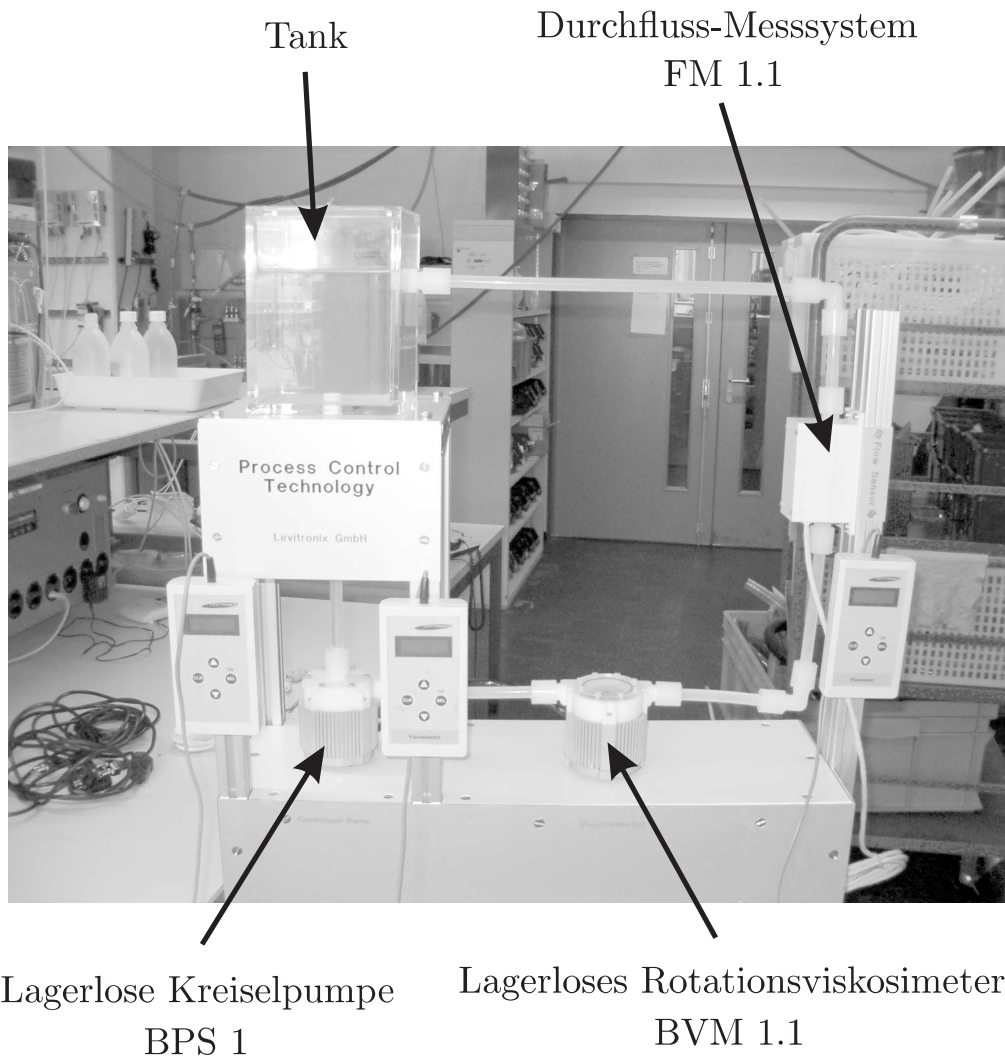


Abbildung 6.8: Demo-Stand für die lagerlose Kreiselpumpe BPS 1, das lagerlose Rotationsviskosimeter BVM 1.1, sowie den Durchfluss-Sensor FM 1.1 [Schr04].

sation deren Einflusses auf den Antriebsstrom notwendig. Dazu wird mittels Messung des Streufeldes vom Rotormagnet die axiale Verschiebung des Rotors gemessen und daraus ein auf die Viskosität normierter Antriebsstrom I_m^* berechnet:

$$I_m^* := \frac{I_m}{\eta - \eta_0} = c_{21} \cdot (Z - Z_0)^2 + c_{11} \cdot (Z - Z_0) + c_{01} \quad \left[\frac{A}{Pa \cdot s} \right] \quad (6.5)$$



Abbildung 6.9: Der Viskosimeter-Prototyp BVM 1.2

Anhand dieser Hilfsgrösse und dem tatsächlichen Antriebsstrom I_m wird die Viskosität der Testflüssigkeit berechnet.

$$\eta = \frac{I_m}{I_m^*} + \eta_0 \quad (6.6)$$

Abbildung 6.11 zeigt ein Schema des Berechnungsablaufs.

6.3.2 Durchflussberechnung

Anhand der gemessenen Viskosität und der axialen Verschiebung des Rotors ist das lagerlose Viskosimeter mit forcierter Umspülung in der Lage, die Durchflussrate zu messen. Diese Fähigkeit wird im aufgebauten Prototyp genutzt, um das Messgerät automatisch bei fehlender Umspülung auszuschalten, um eine zu starke Erwärmung der Prozessflüssigkeit zu verhindern. Die gemessene Durchflussrate kann aber auch über die Benutzerschnittstelle verfügbar gemacht werden.

Abbildung 6.10: Explosionszeichnung des Viskosimeter-Prototyps BVM 1.2

6.4 Axiale Bauform

Abweichend vom Grundsatz, das Viskosimeter auf dem lagerlosen Scheibenläufermotor der Firma Levitronix aufzubauen, ohne diesen konstruktiv zu verändern, wurden ein Prototyp aufgebaut, bei welchem ein modifizierter Motor eingesetzt wurde. Die vorgenommene Modifikationen ermöglichen es, den Prozessfluss zwischen den Antriebs- und Lagerwicklungen axial durch den gesamten Motor zu führen. Die Motivation für die Erstellung dieses Prototyps begründete

Abbildung 6.11: Ablaufdiagramm für die Berechnung der Viskosität anhand des Drehmomentstroms und der axialen Verschiebung des Rotors

sich primär im hohen Druckabfall des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung bei hoher Durchflussrate und hoher Viskosität der Testflüssigkeit. Diese wird durch ein Rohr durch das Loch im Rotor zu dessen Unterseite und an der Aussenseite, wo die eigentliche Messung stattfindet, wieder nach oben geführt.

Die axiale Bauform ermöglicht einen zweiseitigen Zugang zur Messkammer, wodurch sich zusätzliche Möglichkeiten bei der Flüssigkeitsführung eröffnen. So kann ein Teil der Flüssigkeit durch das Loch im Rotor fließen, während der Rest den Rotor an dessen Aussenseite passiert.

Die Machbarkeit des Prinzips des axialen Aufbaus wurde bestätigt, jedoch wurde diese Variante des lagerlosen Rotationsviskosimeters nicht

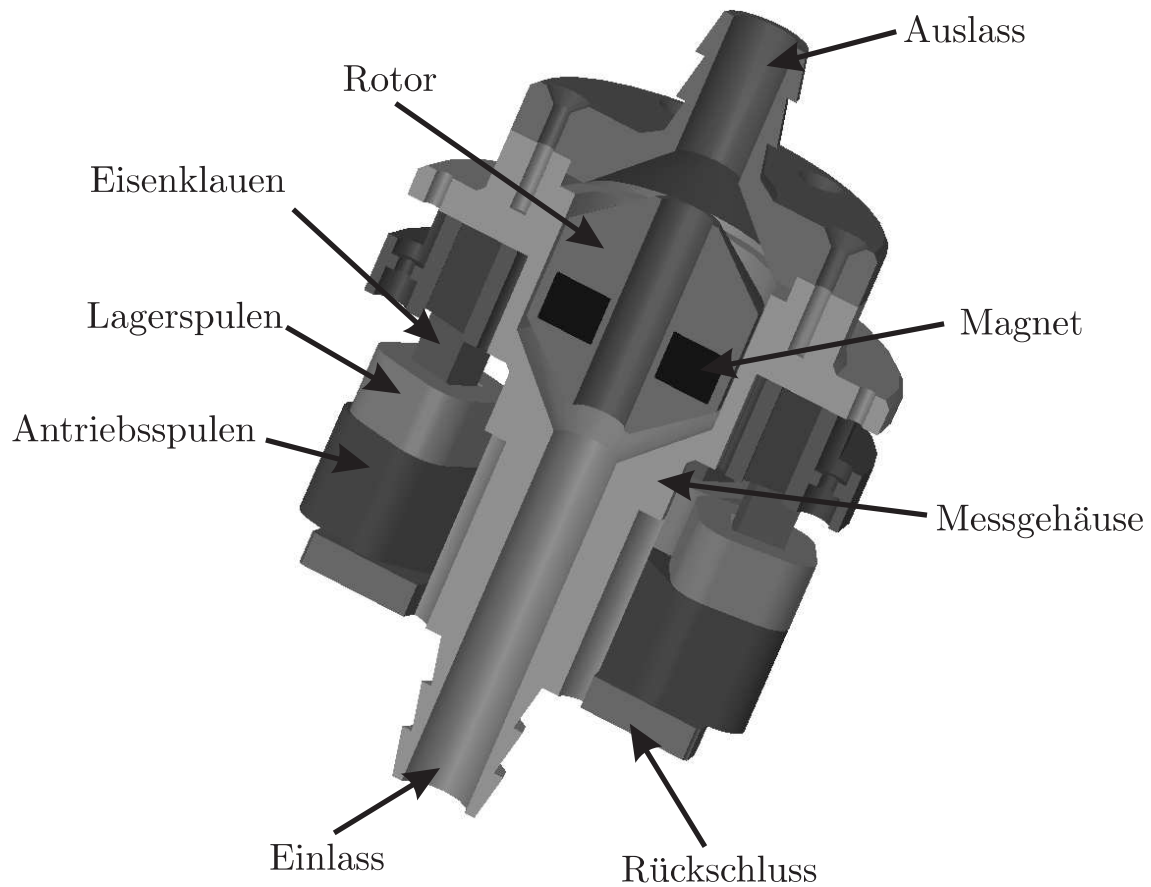


Abbildung 6.12: Schnittansicht des Axial-Viskosimeters

genauer untersucht. Die Begründung ist in Kap.1.3.5 gegeben.

6.5 Peripherie

Die Peripherie der aufgebauten Prototypen richtet sich nach den üblichen Bedürfnissen der Industrie: Es stehen verschiedene Schnittstellen zur Verfügung, über welche das Messgerät bedient werden kann:

6.5.1 Serielle Schnittstelle

Über eine Serielle Schnittstelle des RS-232-Standards können Messdaten an einen Personal Computer weitergeleitet sowie Einstellungen am Messgerät vorgenommen werden. Diese Schnittstelle bietet eine hohe Flexibilität und ermöglicht in vielen Fällen das Anpassen des Viskosimeters an neue Rahmenbedingungen direkt in der Anlage.

6.5.2 Speicherprogrammierte Steuerung

Der Controller des lagerlosen Scheibenläufermotors verfügt über diverse analoge und digitale Ein- und Ausgänge, über welche Mess- und Warnsignale entgegengenommen, sowie Steuersignale an die Viskosimeter übergeben werden können. Diese Art der Einbindung eines Messgeräts in einen Prozess bietet eine wesentlich geringere Flexibilität als die serielle Schnittstelle, ist aber in der Industrie sehr häufig anzutreffen, da sie sehr robust und mit geringem Aufwand und zu realisieren ist.

Die Firmware des Viskosimeters benutzt einen analogen Ausgang zur Ausgabe der aktuellen Viskosität, einen digitalen Eingang zum Ein- und Ausschalten des Geräts, sowie digitale Ausgänge zur Generierung von Betriebs- und Alarmsignalen.

6.5.3 Tragbare Benutzerschnittstelle

Das lagerlose Rotationsviskosimeter kann mit einer von *Levitronix* entwickelten tragbaren Benutzerschnittstelle kommunizieren und ermöglicht so ein einfaches Auslesen der Viskosität und anderer Parameter, sowie ein Ein- und Ausschalten des Geräts und die Eingabe einfacher Steuerbefehle.

Um der erhöhten Komplexität dieser und anderer Anwendungen des lagerlosen Scheibenläufermotors gerecht zu werden, wurde die Benutzerschnittstelle neu konzipiert.

6.6 Kalibrierungskonzept

Das lagerlose Rotationsviskosimeter stellt kein Absolutmessgerät dar. Das bedeutet, dass nicht direkt aufgrund des am Rotor anliegenden Drehmoments und der Kenntnis der geometrischen Eigenschaften des Systems auf die Viskosität des Fluids geschlossen werden kann. Es ist also eine direkte Kalibrierung des Messgeräts auf die zu testenden Flüssigkeiten nötig. Da es schwierig ist, grössere Viskositätsbereiche mit Testflüssigkeiten abzudecken, deren Viskosität a priori bekannt ist, ist es sinnvoll, die Kalibrierung anhand von Referenzmessungen vorzunehmen.

Für die Kalibrierung des Prototyps wurden Kapillarviskosimeter verwendet, welche eine sehr hohe Genauigkeit über einen grossen Viskositätsbereich mit relativ tiefen Kosten verbinden. Der wesentliche Nachteil dieses Systems ist der hohe Messaufwand. Für die serienmässige Kalibrierung von lagerlosen Rotationsviskosimetern ist es deshalb sinnvoll, auf Prozessviskosimeter zurückzugreifen. Dabei ist es naheliegend, ein Viskosimeter desselben Typs zu verwenden, dessen Genauigkeit wiederum in regelmässigen Abständen unter Zuhilfenahme eines Labormessgeräts überprüft wird.

6.6.1 Messgerät mit forcierter Umspülung

Beim Messgerät für hochviskose Flüssigkeiten wird die Viskosität anhand des Drehmoments und der axialen Verschiebung des Rotors bei vorgegebener Drehzahl ermittelt. Es handelt sich also um eine Abbildung eines zweidimensionalen Vektors auf einen Skalar.

Für die Kalibrierung werden n Kalibrierungsflüssigkeiten herangezogen, die möglichst den gesamten Messbereich des Prüflings abdecken sollten. Mit jeder Testflüssigkeit wird das Drehmoment und die axiale Verschiebung des Rotors je m -mal gemessen, jeweils bei unterschiedlichen Durchflussraten. Es resultieren zwei $n \times m$ -Matrizen und ein n -dimensionaler Vektor mit den Viskositäts-Referenzwerten. Insgesamt werden also $n \cdot (2 \cdot m + 1)$ skalare Messdaten für die Kalibrierung verwendet.

Die Kalibrierungsdaten, welche aus den Messungen gewonnen wer-

den müssen, sind gemäss Kap. 4.3.2 c_{21} , c_{11} , c_{01} , Z_0 und η_0 . Dazu sind minimal zwei Kalibrierungsflüssigkeiten mit je drei Messungen notwendig, also $n = 2$ und $m = 3$. Redundante Messungen sind allerdings nötig, um die gewünschte Kalibrierungsgenauigkeit zu erreichen. Für die Kalibrierung der ersten Prototypen des lagerlosen Rotationsviskosimeters wurde $n = m = 5$ gewählt. Das heisst, dass fünf Referenz-Viskositätsmessungen und 25 $Z - I_M$ -Tupel aufgenommen werden mussten.

Dividiert man jedes der gemessenen Momente durch die Viskosität der Flüssigkeit, mit welcher die Messung vollzogen wurde, resultiert der in Gl. 6.5 definierte auf die Viskosität normierte Antriebsstrom als Funktion der axialen Verschiebung des Rotors.

6.6.2 Messgerät mit eigenständiger Umspülung

Beim Messgerät mit eigenständiger Umspülung ist die Prozessflussrate nicht wesentlich für die Viskositätsmessung. Die Kalibrierung kann demnach bei beliebigem Durchfluss vorgenommen werden.

Aufgrund des nichtlinearen Zusammenhangs, sowie des Passierens zweier Strömungszustände innerhalb des gesamten Messbereichs, sind auch beim Messgerät mit eigenständiger Umspülung mehrere Kalibrierungsmessungen notwendig.

Es müssen innerhalb der Bereiche mit Taylorströmung und Turbulenz je mindestens drei Kalibrierungsmessungen vollzogen und mit dem Referenzgerät verglichen werden. Insgesamt sind folglich sechs Referenzmessungen notwendig. Eine Erhöhung auf fünf Messungen pro Strömungszustand, also insgesamt zehn Messungen, ist zu empfehlen.

Kapitel 7

Resultate

7.1 Genauigkeit und Reproduzierbarkeit

Eine Genauigkeitsangabe ist bei Viskosimetern nicht ganz unproblematisch. Da vollständig newtonsche Flüssigkeiten in der Praxis nicht existieren, ist jede Viskositätsmessung grundsätzlich an die Messbedingungen gekoppelt. In den Datenblättern von Labor-Rotationsviskosimetern wird häufig nicht die Genauigkeit der *Viskositäts*messung, sondern die der *Drehmoment*- und *Drehzahl*messung angegeben. Für den Erhalt einer repräsentativen Viskositätsmessung ist der Bediener des Messgeräts verantwortlich.

Die Aufgabe eines Prozessviskosimeters ist, dem Bediener diese Verantwortung abzunehmen. Das gewonnene Messsignal ist allerdings nur bedingt auf andere Messgeräte übertragbar. Dies ist im Allgemeinen auch nicht nötig, da die Auswertung der Messung eng mit dem Prozess verknüpft ist. Üblicherweise dienen Prozessviskosimeter einer Überwachung oder Regelung der Prozessflüssigkeits-Viskosität mit dem Ziel, durch konstante Randbedingungen den Prozess auf einem guten Qualitätsniveau zu halten. Viel wesentlicher als der absolute Viskositätswert der Flüssigkeit ist also deren Abweichung von einem Wert, auf den die übrigen Prozessparameter abgestimmt worden sind. Deswegen ist die Reproduzierbarkeit der Messung ein wesentliches Qualitäts-

merkmal von Prozessviskosimetern.

7.1.1 Genauigkeit

Für die Referenzmessungen wurden in der vorliegenden Arbeit hauptsächlich *Kapillarviskosimeter* eingesetzt, welche eine sehr gute Reproduzierbarkeit aufweisen. Als Testflüssigkeit kamen meist Polyethylen-Glycol-Wasserlösungen zum Einsatz, welche über einen weiten Bereich nahezu newtonsches Verhalten zeigen.

Die nachfolgend angegebene *Genauigkeit* des lagerlosen Rotationsviskosimeters bezieht sich somit auf die Reproduzierbarkeit der Kalibrierung, welche anhand von Referenzmessungen mit den erwähnten Kapillarviskosimetern stattgefunden hat.

Bei der Analyse der Messgenauigkeit müssen zwei Aspekte betrachtet werden:

- Die Güte des der Viskositätsmessung zugrunde liegenden Modells zur Rekonstruktion der Referenzmessungen. Bestehende Abweichungen können prinzipiell beliebig durch Erweiterung des Modells verringert werden. Dies zieht allerdings einen erhöhten Kalibrierungsaufwand nach sich.
- Der Einfluss von sich verändernden Randbedingungen auf die Messung. Eine Erweiterung des Modells im Sinne einer Einbeziehung der Randbedingungen kann auch diese Effekte minimieren. Neben dem wiederum erhöhten Kalibrierungsaufwand setzt dies zusätzlich eine genügend präzise Kenntnis der Randbedingungen voraus.

Bei konstanten Randbedingungen erreicht das verwendete Berechnungsmodell beider Viskosimeter eine Genauigkeit von 0.8% des Messbereichs.

7.1.2 Reproduzierbarkeit

7.1.2.1 Messgerät mit eigenständiger Umspülung

Die absolute Reproduzierbarkeit der Messung im Viskosimeter mit eigenständiger Umspülung verbessert sich bei Verringerung der Viskosität. Grund dafür ist die negative Krümmung der Kennlinie, die die Abhängigkeit zwischen dem Antriebsstrom des Motors und der Viskosität beschreibt. Die Steigung nimmt mit der Viskosität ab, und Abweichungen im Antriebsstrom wirken sich bei höheren Viskositäten, wo sich die Taylorzahl T_a ihrem kritischen Wert $T_{a,krit}$ nähert, stärker aus als bei kleinen Viskositäten.

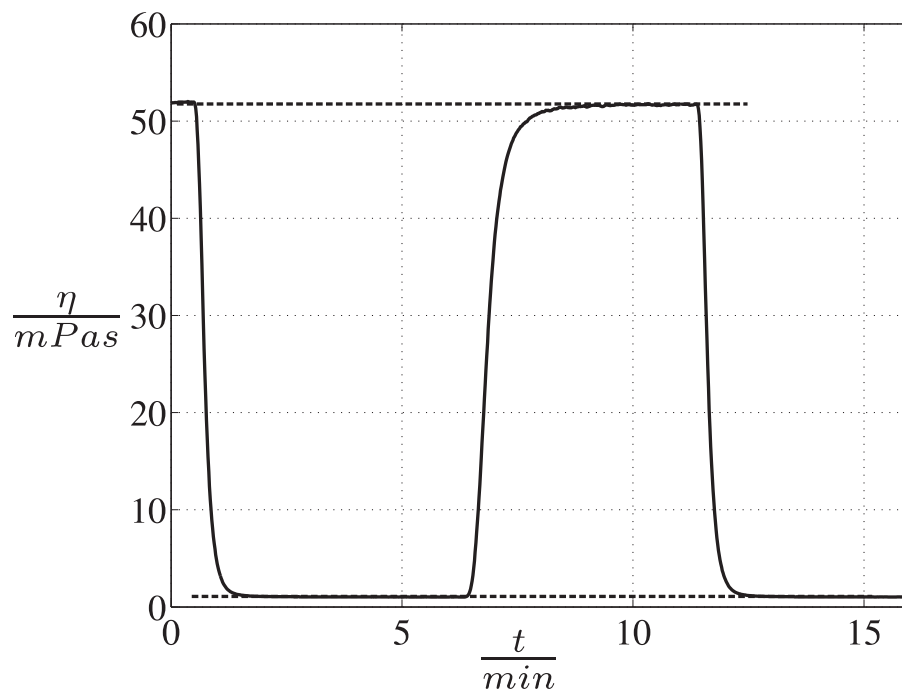


Abbildung 7.1: Verlauf des Drehmoments bei abwechselnder Durchspülung des Viskosimeters mit Wasser und einer Flüssigkeit mit einer Viskosität von 52 mPas .

Im vorgegebenen Messbereich von 0 bis 70 mPas ist die Reproduzierbarkeit der Messung 0.3 mPas oder besser. Dies entspricht einer messbereichsbezogenen Reproduzierbarkeit von 0.4% . Bei niedri-

gen Viskositäten verbessert sich die Reproduzierbarkeit. Im Bereich unter 3 mPas entspricht sie der Quantisierung des Messsignals von 0.1 mPas .

7.1.2.2 Messgerät mit forcierter Umspülung

Abb. 7.2 zeigt den Verlauf des Messsignals, während das Messgerät von einer Flüssigkeit mit einer Viskosität von 1100 mPas mit $20 \text{ ml} \cdot \text{min}^{-1}$ durchflutet wird. Zu drei Zeitpunkten wurden innerhalb von 30 Sekunden 20 ml Wasser, und einmal eine Flüssigkeit mit einer Viskosität von 440 mPas durch das Messgerät gespült. Es zeigt sich,

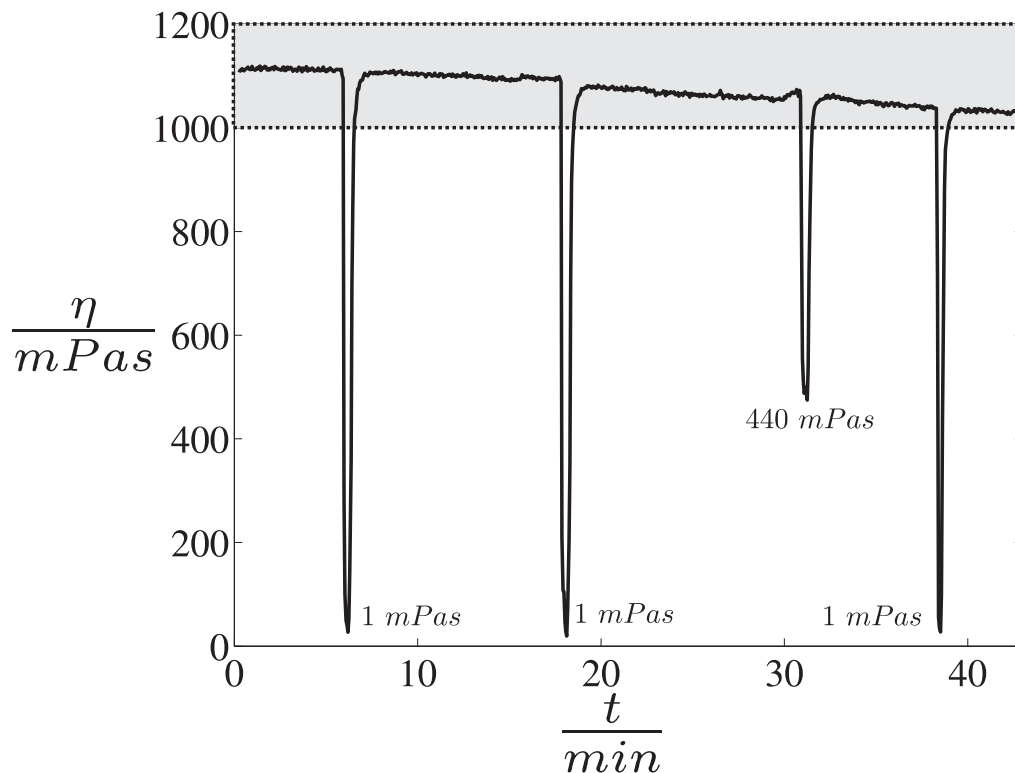


Abbildung 7.2: Verlauf des Drehmoments beim Einspritzen von Wasser in das Messgehäuse während einer Umspülung mit hochviskoser Flüssigkeit

dass innerhalb von etwa zwei Minuten, während denen 40 ml Flüssigkeit das Messgerät passieren, der gesamte Messbereich wieder nahezu

vollständig homogen mit der Testflüssigkeit geflutet ist und das Messsignal einen Wert einnimmt, der vom ursprünglichen Messwert um 0.6% oder weniger differiert.

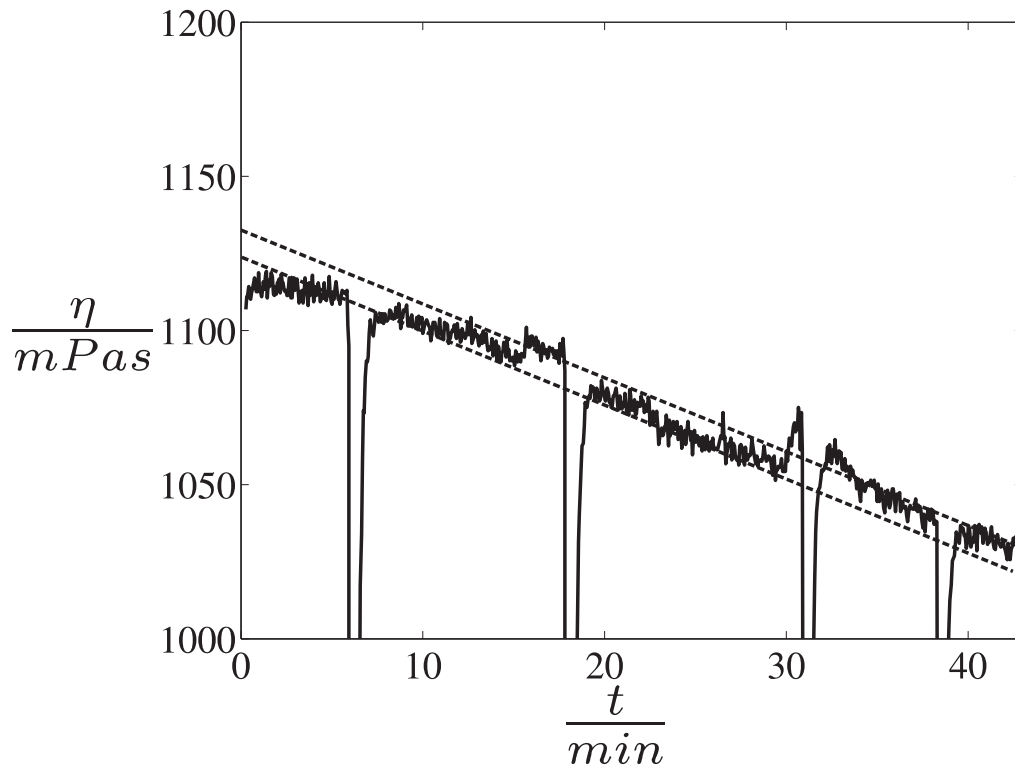


Abbildung 7.3: In Abb. 7.2 grau unterlegter Bereich. Die Abweichung des Messwertes nach einer kurzfristigen erheblichen Viskositätsänderung der Flüssigkeit beträgt 0.6% bezogen auf das Messsignal. Das stetige Sinken der Viskosität ergibt sich aufgrund der Erwärmung der Testflüssigkeit im Messaufbau.

7.2 Abhängigkeit vom Durchfluss

Die Durchflussabhängigkeit eines Prozessviskosimeters ist von grosser Bedeutung, da die Durchflussrate eine Prozessgrösse ist, welche sich sehr häufig, in weiten Bereichen, sowie oft nicht vollständig reprodu-

zierbar verändert.

7.2.1 Messgerät mit eigenständiger Umspülung

Eine deutliche Durchflussabhängigkeit des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung ist nur bei geringen Rotordrehzahlen ($< 3000 \text{ UPM}$) aufgrund des antreibenden Effekts der vorbeiströmenden Flüssigkeit auf den Rotor vorhanden. Bei einer Rotordrehzahl von 5000 UPM beträgt die Messabweichung maximal $0.1 \text{ mPa} \cdot \text{s}$ innerhalb eines Bereichs von 0 bis $20 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.

7.2.2 Messgerät mit forierter Umspülung

Wie in Kap. 4.3.2 beschrieben, ist aufgrund der axialen Verschiebung des Rotors die Durchflussabhängigkeit des Messsignals im Viskosimeter mit forierter Umspülung inherent sehr gross und muss über die Messung der axialen Verschiebung des Rotors kompensiert werden. Unkompensiert beträgt die Durchflussabhängigkeit innerhalb des erlaubten Bereichs bis zu 15% des Messbereichs. Die in Kap. 6.3.1 beschriebene Kompensation verringert den Einfluss auf 1% des Messbereichs.

7.3 Dichteabhängigkeit

Die Abhängigkeit von der Dichte ist wesentlich weniger relevant als die Abhängigkeit vom Durchfluss. Die Dichte einer Flüssigkeit ändert sich typischerweise nicht stark, auch bei starker Veränderung anderer Parameter wie der Temperatur oder des Druckes. Sie kann somit als konstant angenommen werden.

Ausserdem unterliegen Flüssigkeiten einer nicht sehr starken Streuung bezüglich der Dichte. Sie beträgt in den meisten Fällen etwa $0.7 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$ bis $1.4 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$.

7.3.1 Messgerät mit eigenständiger Umspülung

In Kap. 4.2 wird unter anderem der Einfluss der Flüssigkeitsdichte auf das Drehmoment des Rotors und somit das Messergebnis bei Taylorströmung und Turbulenz beschrieben. Er macht einen Abgleich des Viskosimeters auf die Dichte der Prozessflüssigkeit notwendig.

Eine nicht kompensierte Abweichung der Flüssigkeitsdichte um 20% resultiert in einem Fehler der Messung von bis zu 25% des Messwerts (vgl. Abb. 4.11). Wenn der Anspruch auf eine hohe absolute Genauigkeit der Messung gestellt wird, muss demnach die Dichte des Mediums angegeben werden, damit das Messgerät eine entsprechende Kompensation vornehmen kann.

Bei einer Flüssigkeitsdichte, welche sich um Faktor 0.8 bis 1.2 von der Dichte der Kalibrierungsflüssigkeit unterscheidet, beträgt der Messfehler maximal 1% des Messbereichs.

7.3.2 Messgerät mit forcierter Umspülung

Die Strömung im Viskosimeter mit forcierter Umspülung ist laminar. In Kap. 4.2 wird hergeleitet, dass in dieser Strömungsform das von der Flüssigkeit an den Rotor abgegebene Drehmoment proportional zu deren Viskosität ist, unabhängig von der Dichte der Flüssigkeit. Die in Abb. 7.4 gezeigten Messergebnisse bestätigen den nicht messbaren Dichteinfluss auf das Messsignal.

7.4 Druckabfall über dem Viskosimeter

Abb. 7.5 und 7.6 zeigen den Druckabfall über den Viskosimetern mit eigenständiger und mit forcierter Umspülung als Funktion der Durchflussrate bei verschiedenen Viskositäten.

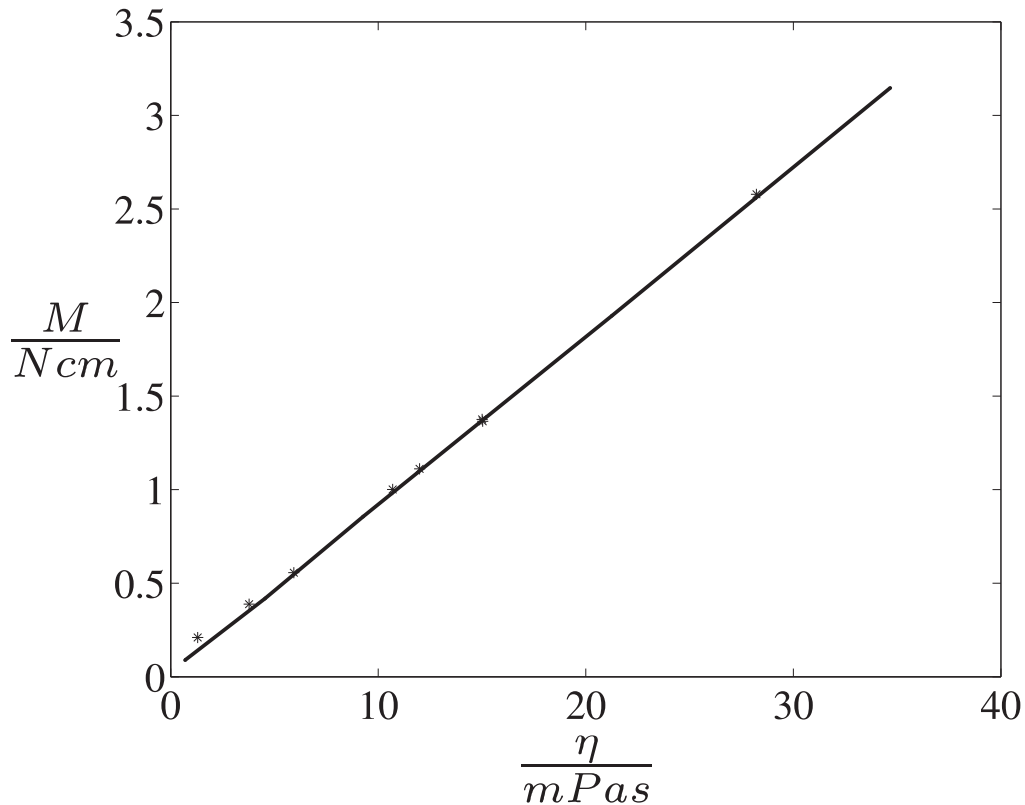


Abbildung 7.4: Viskositätsmessungen bei Dichte $1 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$ (Linie) und $1.2 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$ (Punkte). bei vorwiegend laminarer Strömung (ab 5 mPas). Der Fehler ist im laminaren Bereich geringer als 0.5% des Messwerts.

7.5 Ansprechzeit

7.5.1 Messgerät mit eigenständiger Umspülung

Die Ansprechzeit des Viskosimeters mit eigenständiger Umspülung auf eine Veränderung der Flüssigkeitsviskosität hängt mit der Umspülungsrate des Rotors, sowie der Stärke der Durchmischung der Flüssigkeit im Messgehäuse und der passierenden Prozessflüssigkeit zusammen.

Bei 5000 UPM beträgt die Ansprechzeit auf einen Viskositätssprung von 1 mPas auf 50 mPas 36 s .

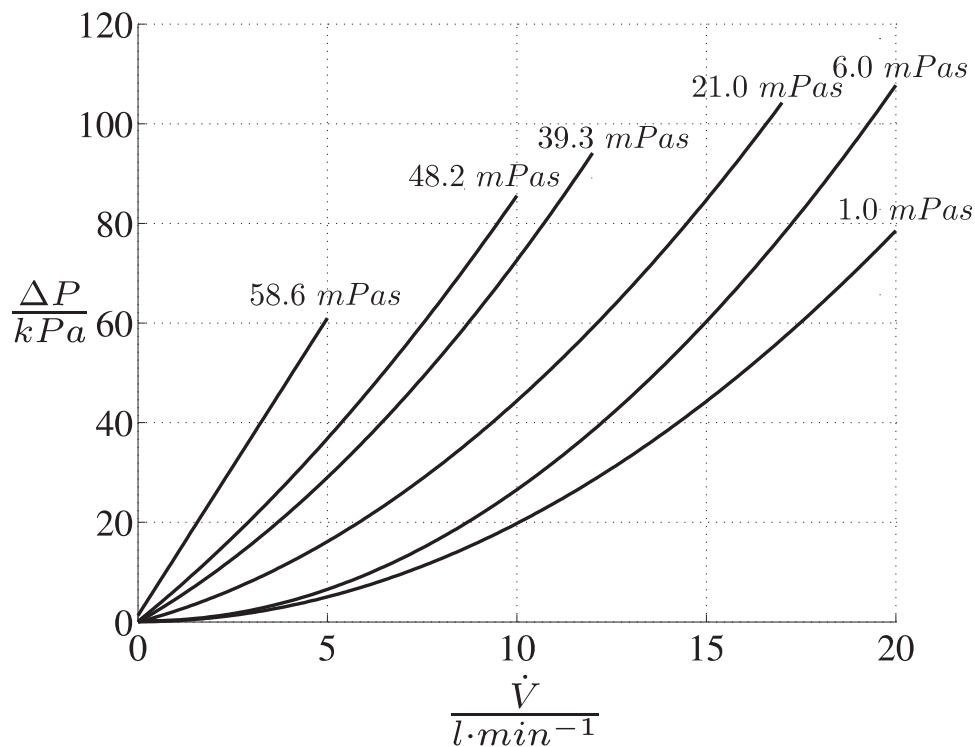


Abbildung 7.5: Druckabfall über dem lagerlosen Rotationsviskosimeter als Funktion der Durchflussrate bei verschiedenen Viskositäten.

7.5.2 Messgerät mit forcierter Umspülung

Beim Messgerät mit forcierter Umspülung hängt die Ansprechzeit direkt mit der Durchflussrate zusammen. Bei einem Wechsel der Flüssigkeitsviskosität müssen ca. 40 ml das Viskosimeter durchlaufen, bis der gesamte Messbereich mit der neuen Flüssigkeit geflutet ist und die gemessene Viskosität wieder mit der tatsächlichen übereinstimmt.

7.6 Durchflussmessung

Das Viskosimeter mit forcierter Umspülung ist in der Lage, den Prozessfluss anhand der axialen Verschiebung des Rotors und der gemessenen Viskosität zu berechnen, vgl. Kap. 4.3.2. Die erreichbare

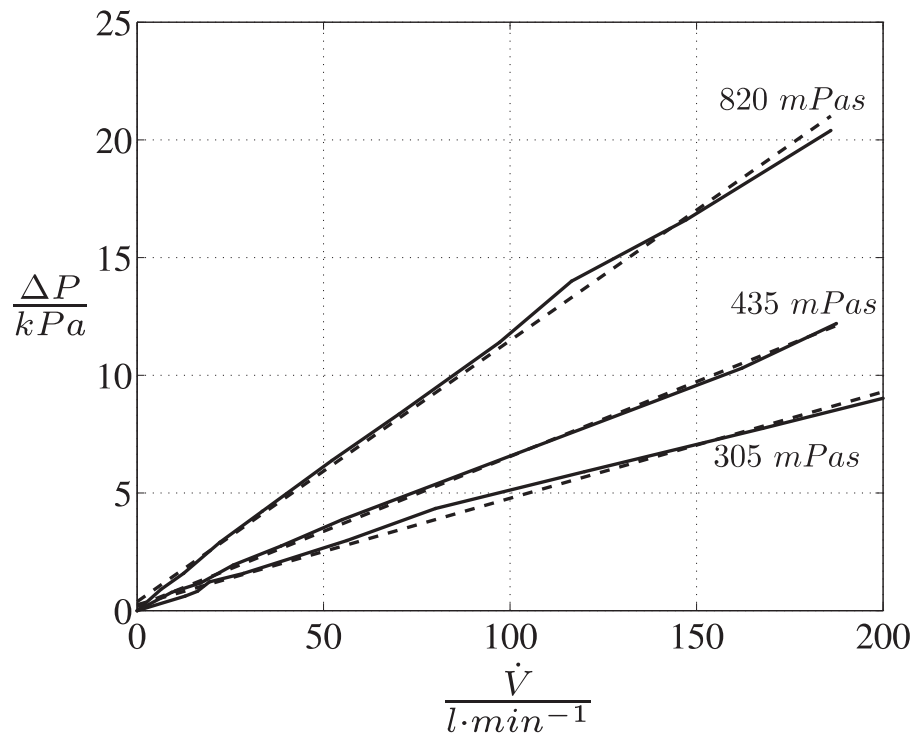


Abbildung 7.6: Gemessener Druckabfall über dem Viskosimeter mit forcierter Umspülung als Funktion des Durchflusses bei verschiedenen Viscositäten

Genauigkeit beträgt ca. 5%.

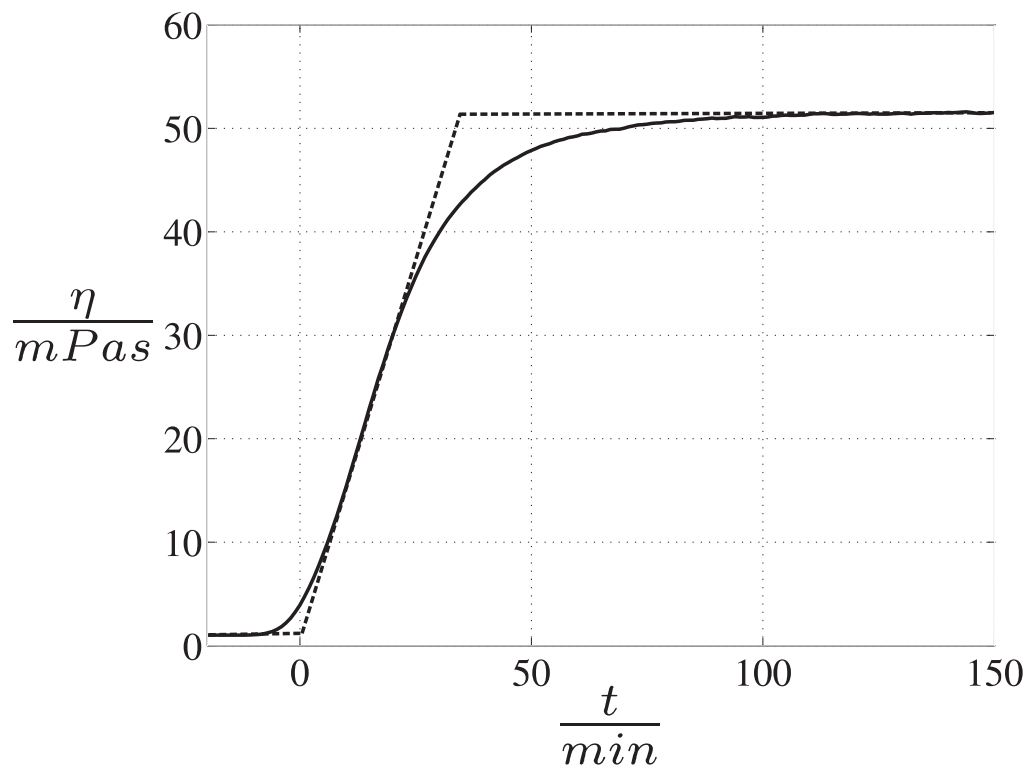


Abbildung 7.7: Verhalten des Messsignals bei einem Sprung der Flüssigkeitsviskosität von 1 $mPas$ auf 52 $mPas$. Die Ansprechzeit beträgt 36 s.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung der Arbeit

Kern der in diesem Skript dokumentierten Arbeit war die Entwicklung zweier Prozess-Viskosimeter, welche insgesamt einen Bereich von 1 *mPas* bis 3000 *mPas* abdecken. Anhand dieser Prototypen wurde bestätigt, dass mit einem lagerlosen Scheibenläufermotor der Firma Levitronix eine Viskositätsmessung im laufenden Prozess unter Einhaltung der von der Halbleiterindustrie geforderten Randbedingungen möglich ist.

Der lagerlose Scheibenläufermotor, der bereits als Antriebs- und Lagereinheit in Kreiselpumpsystemen eingesetzt wird, kann unverändert übernommen werden, was die Produktion der Viskositätsmessgeräte stark vereinfacht. Lediglich das Messgehäuse und der Rotor müssen speziell für den Einsatz als Viskosimeter gefertigt werden.

Die Genauigkeit und Reproduzierbarkeit und Ansprechzeit der aufgebauten Prototypen ist vergleichbar mit bestehenden, in der Industrie eingesetzten Messsystemen.

8.2 Ausblick

Die Langzeitstabilität des lagerlosen Rotationsviskosimeters konnte in dieser Arbeit nicht überprüft werden. Da für den Rotormagneten ein hochwertiges Seltenerde-Magnetmaterial verwendet wird, und der Magnet vor der Kalibrierung auf die für das Messgerät höchste spezifizierte Temperatur erwärmt wird, ist eine alterungsbedingte Veränderung der Remanenzflussdichte mit einem damit verbundenen Messfehler innerhalb eines für Viskositätsmessgeräte üblichen Kalibrierungsintervalls nicht zu erwarten.

Applikationen für das lagerlose Rotationsviskosimeter müssen gesucht werden. Die Marktforschung gestaltet sich bei diesem Messgerät anders als zum Beispiel bei einem Durchflussmessgerät für die Halbleiterindustrie ([Schr04]), da derartige Messsysteme in der Zielapplikation bereits vorhanden und deren Anwendungsbereich gut bekannt ist. Ziel der Produktionalisierung eines solchen Messgeräts muss es sein, der Konkurrenz bezüglich Preis und/oder Leistung in bereits bekannten Applikationen überlegen zu sein.

Demgegenüber werden Viskositätsmessgeräte in der Halbleiterindustrie heute sehr selten eingesetzt, und der Anwendungsbereich ist nicht auf breiter Ebene bekannt. Das Ziel der Produktionalisierung und der Vorbereitung zur Markteinführung des lagerlosen Rotationsviskosimeters muss folglich sein, in einer geeigneten Anwendung dem Nutzer einen Mehrwert zu liefern, der den Einsatz dieses Messgeräts rechtfertigt. Die entsprechende Anwendung muss gesucht werden. Diesbezüglich wurden im Verlauf dieser Arbeit bereits Evaluationen durchgeführt, welche in deren Anschluss weitergeführt werden müssen.

Literaturverzeichnis

- [Boma] Herstellerangaben: Bomatec AG, Höri, www.bomatec.ch
- [Barl98] Natale Barletta: *Der lagerlose Scheibenläufermotor*, Dissertation, ETH Zürich, 1998, Nr. 12870
- [Bets90] Felix Betschon: *Design Prinziples of Integrated Magnetic Bearings*, Dissertation, ETH Zürich, 1990, Nr. 13643
- [Bich90] J. Bichsel: *Beiträge zum lagerlosen Elektromotor*, Dissertation, ETH Zürich, 1990, Nr. 9303
- [Bösw95] Leopold Böswirth: *Technische Strömungslehre*, 2. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig; Wiesbaden, ISBN 3-528-14925-6, 1995
- [Coey96] J.M.D. Coey: *Rare-Earth Iron Permanent Magnets*, Oxford Science Publications, ISBN 0 19 851792 0, 1996
- [Doct97] Andreas Docter: *Entwicklung und Aufbau einer Anlage zur kombinierten Messung der Viskosität und der Dichte fluider Stoffe*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1997
- [Fay98] James A. Fay: *Introduction to Fluid Mechanics*, Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, ISBN 0-262-06165-1, 1998
- [Fran94] Gene F. Franklin et Al.: *Feedback control of dynamic systems*, Third Edition, Addison-Wesley Publishing Company, Massachusetts, ISBN 0-201-53487-8, 1994

- [Gemp97] Thomas Gemp: *Mechatronik einer lagerlosen Spaltrohrpumpe*, Dissertation, ETH Zürich, 1997 Nr. 12325
- [Güli99] Johann F. Gülich: *Kreiselpumpen*, Springer-Verlag, Berlin, ISBN 3-540-56987-1, 1999
- [Hahn02] Jürgen Hahn: *Sensorlose Bestimmung der Prozessgrößen magnetisch gelagerter Blutpumpen*, Dissertation, ETH Zürich, 1997, Nr. 14563
- [Hütt] Christian Hüttner: *Modellierung mechatronischer Systeme*, Unterlagen zum gleichnamigen Praktikum an der Professur für EEK, ETH Zürich
- [Meis97] E. Meister: *Viskosimetrie*, Aus: Unterlagen zum Physikalisch-chemischen Praktikum I, ETH Zürich, 1997
- [Mali95] Norbert R. Malik: *Electronic Circuits*, Prentice-Hall, New Jersey, ISBN 0-13-320300, 1995
- [Neff03] Martin Neff: *Magnetgelagertes Pumpsystem*, Dissertation, ETH Zürich, 1993, Nr. 10417
- [Neum94] Robert Neumaier: *Hermetische Pumpen*, Sulzbach Verlag und Bildarchiv, Sulzbach, ISBN 3-929682-05-2, 1994
- [Pfle91] Carl Pfeleiderer, Hartwig Petermann: *Strömungsmaschinen*, Springer-Verlag, Berlin, ISBN 3-540-53037-1, 1991
- [Schr95] Gebhard Schramm: *Einführung in Rheologie und Rheometrie*, Gebrüder HAAKE GmbH, Karlsruhe, 1995
- [Schö03] Reto Schöb, Simon Huwyler: *Apparatus and a method for determining the viscosity of a fluid*, US-Patent-Nr. 162811, 2003
- [Schö93] Reto Schöb: *Beiträge zur lagerlosen Asynchronmaschine*, Dissertation, ETH Zürich, 1993, Nr. 10417
- [Schr04] Daniel Schrag: *Durchflussmesser für hochreine und aggressive Flüssigkeiten*, Dissertation, ETH Zürich, 2004, Nr. 15730
- [Trit88] D.J. Tritton: *Physical Fluid Dynamics*, Second Edition, Oxford University Press, Oxford, ISBN 0-19-854493, 1988

[Whor92] R.W. Whorlow: *Rheological techniques*, Second Edition,
ISBN 0-13-775 370-5, 1992

[Yonn81] J.-P. Yonnet: *Permanent Magnet Bearings and Couplings*,
IEEE Transactions on Magnetics, Vol. Mag - 17, No. 1, USA,
1981

Formelzeichen

A	Fläche
\hat{B}	Amplitude der Flussdichte im Eisen
c_m	Drehmomentkonstante
c_{W_s}	Materialkonstante der Hystereseverluste
c_{W_e}	Materialkonstante der Wirbelstromverluste
d	Dämpfung
d	Durchmesser
d_{ls}	Mittlerer Durchmesser der Spalte zwischen Stützen und Loch im BVM 1.2
d_{ms}	Mittlerer Durchmesser des Messspalts
F	Kraft
F_D	Störkraft
F_m	Magnetisch hervorgerufene Kraft
f	Frequenz
f_B	Frequenz der Grundschiwingung der Flussdichteänderung im Eisen
h_R	Rotorhöhe
I	Strom
I_A	Antriebsstrom
I_{LL}	Leerlaufstrom
k_i	Kraft-Strom-Konstante für Magnetlager
k_x	Kraft-Weg Konstante für Magnetlager
l	Länge
M	Drehmoment
M_{Fe}	Durch Eisenverluste hervorgerufenes Moment

M_m	Vom Rotor an die Flüssigkeit abgegebenes Drehmoment
M_a	Von der Rotoraussenseite an die Flüssigkeit abgegebenes Drehmoment
M_i	Von der Rotorinnenseite an die Flüssigkeit abgegebenes Drehmoment
M_o	Von der Rotoroberseite an die Flüssigkeit abgegebenes Drehmoment
M_u	Von der Rotorunterseite an die Flüssigkeit abgegebenes Drehmoment
m	Masse
m_{Fe}	Masse des Eisens
p	Polpaarzahl
p	Druck
P	Leistung
P_{Cu}	Kupfer- oder Leitungsverluste
P_{Fe}	Eisenverluste
P_{Hy}	Hystereseverluste
P_m	mechanische Leistung
P_{Ws}	Wirbelstromverluste
R	Widerstand
r	Radius
r_G	Radius der Gehäuseinnenwand um den Rotor
r_L	Radius des Rotorlochs
r_R	Rotorradius
r_S	Aussenradius des Stützens im BVM 1.2
t	Zeit
U	Spannung
\vec{v}	Geschwindigkeit
\dot{V}	Volumendurchfluss
w_m	mittlere Strömungsgeschwindigkeit
δ	Spaltweite
δ_o	Spaltweite oberhalb des Rotors
δ_u	Spaltweite unterhalb des Rotors
δ_{ls}	Spaltweite zwischen Rotorloch und Stützen im BVM 1.2
ω	Kreisfrequenz
Ω	Rotordrehzahl in Umdrehungen pro Sekunde

Ω_{UPM}	Rotordrehzahl in Umdrehungen pro Minute
η	Dynamische Viskosität
ν	Kinematische Viskosität
ρ	Dichte
τ	Schubspannung
$\dot{\gamma}$	Scherrate
ϑ	Temperatur

Curriculum Vitae

Personalien

27.03.1976 Simon Huwyler
in Zürich geboren

Ausbildung

1983 – 1989 Primarschule, Oberägeri
1989 – 1996 Gymnasium, Kantonsschule Zug,
Matura Typus B (Latein)
1996 – 2001 Studium der Elektrotechnik an der Eidgenössischen
Technischen Hochschule (ETH) in Zürich

Berufstätigkeit

2001 (8 Mt) Entwicklungs-Ingenieur bei der Firma
Levitronix GmbH, Zürich
2001–2005 Wissenschaftlicher Mitarbeiter und Assistent an der
Professur für Elektrotechnische Entwicklungen und
Konstruktionen (EEK) der ETH Zürich in Zusammen-
arbeit mit der Firma Levitronix GmbH, Zürich