

DISS. ETH Nr. 24956

*Die lagerlose Pumpe für hohe
Fluidtemperaturen*

Abhandlung zur Erlangung des Titels

DOKTOR DER WISSENSCHAFTEN der ETH ZÜRICH

(Dr. sc. ETH Zürich)

vorgelegt von

TOBIAS WELLERDIECK

MSc ETH ETIT, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich

geboren am 23.07.1989

von *Buchs, St. Gallen*

angenommen auf Antrag von

Prof. Dr. Johann W. Kolar, Referent
Prof. Dr.-Ing. Ralph Kennel, Korreferent

2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand am Institut für Leistungselektronik und Messtechnik (PES) an der ETH-Zürich in Kooperation mit der Firma *Levitronix GmbH*. Die Zusammenarbeit bot eine äusserst interessante und motivierende Kombination von akademischer und industrieller Forschung. Mein Dank gilt allen, die mich im Laufe dieses Projekts unterstützt haben.

Meinem Doktorvater Prof. Dr. Johann W. Kolar danke ich für das entgegengebrachte Vertrauen und für die Schaffung des Umfelds, welches es mir erlaubte diese Arbeit mit grosser wissenschaftlicher Freiheit auszuführen. Ebenfalls gilt mein Dank Prof. Dr.-Ing. Ralph Kennel für die Übernahme des Korreferats.

Sehr geschätzt habe ich die Zusammenarbeit mit Patricio Peralta. Sein motivierter und fachkundiger Einsatz hat in grossem Masse zum Erfolg des Projekts beigetragen. Des Weiteren gilt mein Dank den Mitarbeitern der Firma *Levitronix GmbH* für die uneingeschränkte, fachliche Unterstützung meiner Arbeit und die unzähligen, konstruktiven Anregungen. Weiter bedanke ich mich bei den Mitarbeitern der Professur für Leistungselektronik für die reibungslose, kollegiale Zusammenarbeit und die interessanten Einblicke in andere Forschungsarbeiten. Ebenfalls zu erwähnen sind hier alle Studenten, die mit ihren Studienarbeiten einen wertvollen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben.

Speziell danke ich meinen Eltern, meiner Familie und meinen Freunden für den Rückhalt und die Unterstützung während meiner gesamten Studienzeit.

Zürich, August 2017

Tobias Wellerdieck

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	ii
Kurzfassung	ix
Abstract	xi
Symbolverzeichnis	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Halbleiterfertigung	2
1.2 Motivation: Lagerlose Hochtemperaturpumpen in der Halbleiterindustrie	4
1.3 Stand der Technik	5
1.3.1 Lagerlose Scheibenläufermotoren	5
1.3.2 Konventionelle Pumpen für aggressive Fluide . . .	6
1.4 Zielsetzungen der Arbeit	8
1.5 Aufbau der Arbeit	9
1.6 Publikationen	10
2 Der lagerlose Scheibenläufermotor	13
2.1 Koordinatensysteme	15
2.2 Definition der Statorströme und des Regelschemas	16
2.3 Kraftbildung im lagerlosen Scheibenläufermotor	19
2.3.1 Passive Kraftbildung	20
2.3.2 Aktive Kraftbildung	24
2.3.3 Lagerkraft Erzeugung	31
2.3.4 Drehmomentbildung	33
2.4 Zusammenfassung	35
3 Problematik bei hoher Temperatur	37
3.1 Temperaturabhängigkeit der passiven Steifigkeiten im lagerlosen Motor	39

3.2	Temperatureinfluss auf die Drehmoment- und Lagerkraftbildung	41
3.3	Auswirkungen auf die Stabilität des Radiallagers	42
3.4	Temperaturabhängige Verluste	44
3.4.1	Kupferverluste	44
3.4.2	Eisenverluste	46
3.4.3	Pumpkopfverluste	49
3.5	Kühlung der Maschine	50
3.6	Temperaturabhängigkeit der Sensorik	51
3.7	Zusammenfassung	52
4	Die Temperaturverteilung im Motor	53
4.1	Wärmequellen	53
4.2	Wärmetransport	55
4.2.1	Wärmeleitung	57
4.2.2	Konvektion	61
4.2.3	Wärmestrahlung	65
4.3	Thermisches Modell	68
4.3.1	Temperaturpunkte in den thermischen Modellen	69
4.3.2	Evaluation des thermischen Modells	71
4.3.3	Verifikation des thermischen Modells	73
4.4	Zusammenfassung	74
5	Sensorik	75
5.1	Winkelsensoren	75
5.2	Radialpositionssensoren	78
5.2.1	Konventionelle Radialpositionssensoren	80
5.2.2	Sensoren für Edelstahlpumpköpfe	81
5.3	Zusammenfassung	96
6	Winkelsensorlose Regelung	99
6.1	Bestimmung des Rotorwinkels bei Stillstand und kleiner Drehzahl	100
6.1.1	Initialwinkelbestimmung	100
6.1.2	Gesteuerter Betrieb	101
6.1.3	Berechnung des Rotorwinkels aus Maschinenanisotropien	102
6.1.4	Modellbasierter Winkelschätzer	103
6.1.5	Verifikation	109

6.2	Hochgeschwindigkeitswinkelschätzer	112
6.2.1	Grundwellenmodell der PMSM	112
6.2.2	Minimalgeschwindigkeit	113
6.2.3	Direkte Flussintegration	114
6.2.4	Vergleich mit dem modellbasierten Beobachter . .	116
6.2.5	Umschaltvorgänge	118
6.3	Zusammenfassung	120
7	Realisierung	121
7.1	Materialien	122
7.2	Motorenprototypen	125
7.2.1	Vergossener Motor	126
7.2.2	Unvergossener Motor	127
7.3	Aktive Kühlkonzepte	128
7.4	Hydraulische Bauelemente	130
7.4.1	Pumpköpfe	131
7.4.2	Verbindungselemente	133
7.5	Zusammenfassung	134
8	Hochtemperaturexperimente	137
8.1	Experimentalaufbau	137
8.2	Pumpentests	141
8.2.1	Vergossene Pumpe	142
8.2.2	Unvergossene Pumpe	143
8.3	Zusammenfassung	144
9	Zusammenfassung und Ausblick	147
9.1	Zusammenfassung	147
9.2	Ausblick	148
A	Anhang	151
	Literaturverzeichnis	155
	Abbildungsverzeichnis	165
	Tabellenverzeichnis	169
	Lebenslauf	171

Kurzfassung

Als lagerlose Motoren werden elektrische Antriebssysteme mit integriertem Magnetlager bezeichnet. Ein Anwendungsgebiet solcher Motoren sind Kreislumpen. Da der Rotor berührungsfrei im Magnetfeld schwebt, kann auf eine Motorwelle, auf dynamische Dichtungen und auf konventionelle, mechanische Lager verzichtet werden. Somit wird ein komplett abrieb- und verschleissfreier Betrieb der Pumpe ermöglicht und eine Kontamination des Fluids durch Fremdstoffe vermieden.

Lagerlose Pumpen werden in nasschemischen Ätzprozessen in der Halbleiterindustrie eingesetzt. Aufgrund der kleinen Strukturgrößen in der Waferfertigung sind die Anforderungen an die Reinheit extrem hoch. Des Weiteren ist eine möglichst hohe Temperatur des chemisch aggressiven Prozessfluids erforderlich, da die Ätzrate und somit die Prozessgeschwindigkeit exponentiell von der Temperatur abhängen. Stand der Technik sind Balgenpumpen für Fluidtemperaturen von bis zu 210 °C. Lagerlose Pumpen können passiv gekühlt bis 90 °C und aktiv gekühlt bis 180 °C eingesetzt werden.

In dieser Arbeit wird untersucht, wie die Einsatztemperatur von lagerlosen Pumpen mit passiver Kühlung auf bis zu 250 °C gesteigert werden kann. Die Anzahl der Komponenten der Pumpe und somit der Preis sowie die Ausfallwahrscheinlichkeit sollen möglichst tiefe Werte aufweisen. Aus diesem Grund wird auf ein aktives Kühlkonzept verzichtet. Die Herausforderungen liegen in der Wahl der Materialien, der Konstruktion der Motorkomponenten und in der Entwicklung einer temperaturstabilen Sensorik und Regelung.

Die Temperaturen, welche im Betrieb der Pumpe auftreten, werden mit einem detaillierten thermischen Modell berechnet. Die Analyse der Wärmetransportmechanismen und des temperaturabhängigen Betriebsverhaltens des lagerlosen Motors bildet die Grundlage des thermischen Modells. Die thermische Untersuchung ermöglicht die Wahl der Materialien und die Konstruktion der Pumpe. Die Antriebs- und Lagerregelung

der Pumpe basiert auf einem neuen winkelsensorlosen Verfahren zur Bestimmung des Rotorwinkels. Im verwendeten mehrstufigen Regelschema wird der Rotorwinkel bei Stillstand und bei kleinen Drehzahlen aus dem Betriebsverhalten des Magnetlagers und bei hohen Drehzahlen aus der induzierten Spannung bestimmt. Das vorgeschlagene Konzept erlaubt den Betrieb bei allen Drehzahlen.

Zwei Prototypen der lagerlosen Hochtemperaturpumpen wurden aufgebaut und in hydraulischen Versuchen getestet. Beide Prototypen konnten mit einer Fluidtemperatur von bis zu 250 °C ohne Defekte betrieben werden. Dies zeigt, dass das Einsatzgebiet von lagerlosen Motoren um Hochtemperaturanwendungen erweitert werden kann.

Abstract

Bearingless motors consist of a drive system with an integrated magnetic bearing and are used in centrifugal pumps for high purity applications. The machine is constructed without the use of a drive shaft, dynamic seals, and conventional mechanical bearings, since the rotor is levitated in a magnetic field. This allows for a wear-free operation and prevents the contamination of process fluids.

Bearingless pumps are employed in wet chemical etching processes in the semiconductor industry, since low contamination is required due to the small structures on the wafer. The reaction speed of etching processes depends strongly on the temperature of the used chemicals. Therefore, high fluid temperatures are required in order to increase processing speed and yield. State of the art, commercially available bellows pumps are rated for 210 °C and bearingless pumps can be used for fluid temperatures of 90 °C with passive air cooling and 180 °C with active water cooling.

This work is focused on increasing the admissible fluid temperature of a passively cooled bearingless pump to 250 °C. The number of components and, therefore, the complexity, the cost and the probability of failure are minimized by omitting an active cooling system. Challenges include the appropriate choice of materials, the construction of the components and the development of a sensing and closed-loop control scheme for high temperatures.

The temperature distribution in the pump is calculated by using a thermal model, which is based on the analysis of the temperature-dependent performance of the bearingless pump, the internal losses and the heat transfer mechanisms. The choice of materials and the construction of the pump are based on the results of the thermal model. The motor utilizes a novel closed-loop, angle sensorless control scheme for bearingless machines. The rotor angle is obtained with a two-stage estimator consisting of a model-based low-speed and a back electromotive force-based

high-speed angle observer. The controller enables closed loop operation at all rotational speeds and at standstill.

Two prototypes of the bearingless high temperature pump were constructed and manufactured. Both machines were tested with fluid temperatures of up to 250 °C without failure of components. This proves that bearingless pumps can be employed successfully in extreme temperature applications.

Symbolverzeichnis

Formelzeichen - lateinisch

$c_{r,a}$	aktive Radialsteifigkeit	N/A
$c_{r,p}$	passive Radialsteifigkeit	N/mm
c_t	Drehmomentkonstante	Nm/A
c_z	Axialsteifigkeit	N/mm
c_α	Verkippungssteifigkeit um die d -Achse	Nm/rad
c_β	Verkippungssteifigkeit um die q -Achse	Nm/rad
d_a	Luftspaltweite	mm
d_{PK}	Dicke Pumpkopf	mm
d_H	Dicke Hallelement	mm
f	Frequenz	Hz
$\mathbf{f}$	Kraftdichte	N/m ³
h_M	Magnethöhe in z -Richtung	mm
i	Strom	A
i_δ	Messrauschen Strom	A
$i_1 - i_6$	Statorströme	A
i_S	Sensorstrom	A
p	Polpaarzahl	1
n	Drehzahl	U/min
$\mathbf{n}$	Normalenvektor	mm
m	Masse	kg
q	elektrische Ladung	C
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	W/m ²
r_{PK}	Abstand zwischen Eisenzahn und Pumpkopf	m
r_R	Abstand zwischen Eisenzahn und Rotor	m
s	Laplace Parameter	
$\mathbf{u}$	Spannung	V
$\mathbf{u}_D$	Antriebsspannung	V
$\mathbf{u}_\delta$	Messrauschen Spannung	V

$u_{i,1} - u_{i,6}$	induzierte Spannung	V
u_s	Sensorspannung	V
A	Fläche	mm ²
$\mathbf{A}$	magnetisches Vektorpotential	Vs/m
$\mathbf{B}$	magnetische Flussdichte	T
B_r	Remanenzflussdichte	T
$\mathbf{B}_R$	Rotorfeld	T
$\mathbf{B}_S$	Statorfeld	T
C_{CB}, C_{CD}	Lager- und Antriebsstromregler	
$\mathbf{E}$	elektrische Feldstärke	V/m
$\mathbf{F}$	Kraft	N
$\mathbf{F}_B$	aktive Lagerkraft	N
$\mathbf{F}_e$	externe radiale Kraft	N
$\mathbf{F}_g$	Gravitationskraft	N
$\mathbf{F}_\delta$	Störkraft	N
$\mathbf{F}_\Delta$	passive Kraft durch Auslenkung	N
Gr	Grashof-Zahl	1
$\mathbf{H}$	magnetische Feldstärke	A/m
H_{cB}	Koerzitivfeldstärke	A/m
H_{cJ}	intrinsische Koerzitivfeldstärke	A/m
$\mathbf{I}$	Strom (rotierendes Koordinatensystem)	A
I_{Hall}	Hallstrom	A
$\mathbf{J}$	Stromdichte	A/m ²
L_S	Statorinduktivität (Antrieb)	H
$L_1 - L_6$	Statorinduktivitäten	H
M	Kopplungsinduktivität	H
Nu	Nusselt-Zahl	1
P	Leistung	W
P_{Cu}	Kupferverluste	W
P_{Fe}	Eisenverluste	W
P_{PK}	Pumpkopfverluste	W
Pr	Prandtl-Zahl	1
Q	Wärme	W s
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
R	Widerstand	Ω
$R_1 - R_6$	Statorwiderstand	Ω
R_{th}	Wärmewiderstand	K/W

R_H	Hall-Konstante	m^3/C
$S_{L,r}$	Sensitivität der Induktivität der Sensor- spule (Variation von r)	H/m
$S_{R,r}$	Sensitivität des Widerstands der Sensor- spule (Variation von r)	Ω/m
$\mathbb{S}$	Maxwellscher Spannungstensor	T^2
T	Drehmoment	Nm
U	Spannung	V
U_{Hall}	Hallspannung	V
V	Volumen	m^3
$\mathbf{Y}_{\text{th}}$	thermische Admittanzmatrix	W/K
Z	Impedanz	Ω

Formelzeichen - griechisch

α	Verkipfung des Rotors um die d -Achse	rad
α_i	Absorptionskoeffizient (Körper i)	1
α_{th}	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
α_L	Wärmeausdehnungskoeffizient	1
β	Verkipfung des Rotors um die q -Achse	rad
δ	Eindringtiefe	m
ϵ	Emissionsgrad	1
$\epsilon_{\theta, \text{Hall}}$	relativer Winkelmessfehler	1
ζ	Winkel der Magnetisierungsachse	rad
η	Wirkungsgrad	1
θ	Rotorwinkel	rad
$\hat{\theta}$	geschätzter Rotorwinkel	rad
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
μ_r	relative magnetische Permeabilität	1
ρ	Ladungsdichte	C/m^3
σ	elektrische Leitfähigkeit	S/m
$\phi_{(i)}$	Phasenlage der i -ten Harmonischen	rad
ρ	Dichte	kg/m^3
ω	Kreisfrequenz	rad/s
ϑ	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
ϑ_F	Fluidtemperatur	$^{\circ}\text{C}$

ϑ_M	Magnettemperatur	°C
ϑ_∞	Umgebungstemperatur	°C
Δr_s	Abstand zwischen Radialpositionssensor und Rotor	mm
Δr_w	Abstand zwischen Radialpositionssensor und Pumpkopf	mm
Δx	radiale Rotorauslenkung in x -Richtung	mm
Δy	radiale Rotorauslenkung in y -Richtung	mm
Δr	Betrag der radialen Rotorauslenkung	mm
Δz	axiale Rotorauslenkung	mm
$\Delta \theta$	Winkelschätzfehler	rad
Γ	Verhältnis der Kopplungsinduktivitäten Pumpkopf-Rotor und Spule-Rotor	1
Λ	Verhältnis der Kopplungsinduktivitäten Spule-Pumpkopf und Pumpkopf-Rotor	1
Ω_V	Oberfläche des Volumens V	m ²
Ψ_S	Statorfluss	Wb
Ψ_R	Rotorfluss	Wb
∇	Nabla Operator	

Koordinatensysteme

(d, q, z)	rotorflussorientiertes, kartesisches Koordinatensystem
(r, ϕ, z)	statorfestes, zylindrisches Koordinatensystem
(x, y, z)	statorfestes, kartesisches Koordinatensystem

Indizes

$(\cdot)_B$	Magnetlager
$(\cdot)_D$	Antrieb
$(\cdot)_{(i)}$	Raumharmonische der Ordnung i
$(\cdot)_n$	normale Komponente
$(\cdot)_r$	radiale Komponente
$(\cdot)_t$	tangentiale Komponente

$(\cdot)_{\text{RT}}$	Raumtemperatur
$(\cdot)_{\text{PK}}$	Pumpkopf

Konstanten

g	Erdbeschleunigung	9.81 m/s^2
ϵ_0	elektrische Feldkonstante	$8.854 \cdot 10^{-12} \text{ As/Vm}$
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$5.670 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$
μ_0	Magnetische Feldkonstante	$4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Vs/Am}$

Konventionen

$\mathbf{B}$	Vektor, Matrix
I, V	Strom, Spannung: rotierendes Koordinatensystem
i, u	Strom, Spannung: statorfestes Koordinatensystem
$\underline{i}$	Phasor
$\bar{\theta}$	Mittelwert
$\hat{B}$	Amplitude (B-Feld)
$\hat{\theta}$	Schätzwert (Winkel)
$B_{(i)}$	Raumharmonische der Ordnung i (B-Feld)
$ \cdot $	euklidische Norm
$\angle$	Winkel eines Vektors oder Phasenlage eines Phasors

Abkürzungen

3D	dreidimensional
cf.	confere, man vergleiche
FEM	Finite-Elemente-Methode
i.e.	id est, das heisst
NdFeB	Neodym-Eisen-Bor
SmCo	Samarium-Kobalt
PMSM	permanenterregte Synchronmaschine
PWM	Pulsweitenmodulation
PLC	Programmable Logic Controller

Kapitel 1

Einleitung

Elektrische Motoren mit integriertem Magnetlager werden in der Literatur als lagerlose Maschinen bezeichnet [1–3]. Der Rotor einer lagerlosen Maschine wird berührungsfrei, magnetisch gelagert und mittels magnetischem Drehfeld angetrieben. Die Vorteile im Vergleich zu konventionellen Maschinen mit mechanischen Lagern liegen in der Abrieb- und Verschleissfreiheit [4]. Nachteilig sind die erhöhte Komplexität des Motors aufgrund der aufwändigeren Wicklungen und der Bedarf der Messung und Regelung der Rotorposition sowie die tiefen Lagersteifigkeiten.

Ein mögliches Einsatzgebiet für lagerlose Motoren sind Pumpsysteme mit hohen Anforderungen an die Reinheit des Prozessfluids, die Chemiebeständigkeit der hydraulischen Komponenten und die Schonung des Prozessfluids während einer langen Einsatzzeit [5]. Aufgrund der berührungsfreien Lagerung kann bei der Konstruktion der hydraulischen Komponenten auf Durchführungen von Wellen und somit auf dynamische Dichtungen verzichtet werden. Dies erlaubt eine hermetische Umkapselung des Fluides und verhindert das Eindringen von Fremdpartikeln sowie das Austreten chemisch aggressiver Prozessfluide. Des Weiteren führt die Vermeidung von dynamischen Dichtungen zu geringen mechanischen Kräften im Betrieb und erlaubt dadurch die Verwendung von Fluorpolymeren mit einer hohen chemischen Beständigkeit [6] für die Konstruktion der hydraulischen Komponenten. Die grossen Luftspaltweiten im Vergleich zu herkömmlichen Pumpen minimieren zudem die Belastung des Fluids durch Scherkräfte. Beispielhafte Anwendungsgebiete sind die Medizintechnik [7] und die Halbleiterindustrie [8, 9].

In Abb. 1.1 ist die schematische Darstellung einer lagerlosen Pumpe gezeigt. Die Kreispumpe basiert auf der Topologie des lagerlosen Scheibenläufers. Zwischen dem Rotor, bestehend aus einem Flügelrad, im Fol-

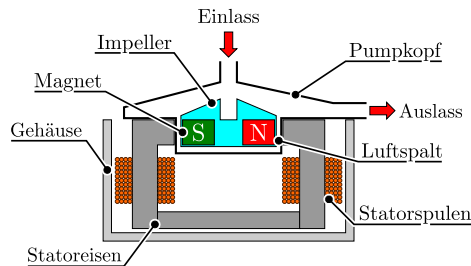


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung der Kreiselpumpe auf Basis des lagerlosen Scheibenläufers.

genden als Impeller bezeichnet, einem Magnet und dem Pumpkopf gibt es keinerlei Berührung und somit keine mechanische Reibung. Der Motor, bestehend aus Statoreisen und Statorspulen ist vom Fluid hermetisch abgekapselt.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer lagerlosen Pumpe für Hochtemperaturanwendungen. Die Pumpe soll Prozessfluide mit Temperaturen von bis zu 250 °C fördern können und die oben aufgelisteten Vorteile lagerloser Pumpen beibehalten.

1.1 Halbleiterfertigung

Die Fertigungsprozesse der Halbleiterindustrie werden als Anwendungsbeispiel für die lagerlose Hochtemperaturpumpe gewählt. Die Anforderungen an die Reinheit sind in der Halbleiterindustrie extrem hoch, da Verunreinigungen durch kleinste Fremdkörper zu Ausfällen in der Produktion führen können. Lagerlose Pumpen sind aufgrund des hermetisch abgeschlossenen Pumpkopfs für solche Anwendungen prädestiniert. Im Folgenden wird der Prozess der Halbleiterfertigung kurz zusammengefasst um die Vorteile der Anwendung einer Hochtemperaturpumpe zu identifizieren.

Diskrete Halbleiterbauelemente wie z.B. Transistoren, Dioden oder optische Elemente und integrierte Schaltkreise wie Prozessoren, Speichereinheiten, Operationsverstärker, etc. werden in komplizierten industriellen

Prozessen gefertigt. Ausgangspunkt der Prozesse ist die Herstellung und Aufbereitung eines hochreinen Halbleiterkristalls, üblicherweise Silizium, welcher in Scheiben, sogenannte Wafer, geschnitten wird. Das Einbringen der Strukturen des Halbleiters in das Siliziumsubstrat geschieht in einem mehrstufigen Prozess. Die Stufen können in die Wafervorbereitung, die Maskierung, die Schichterzeugung und Strukturierung sowie die Fertigstellung unterteilt werden. Die Anzahl und die Reihenfolge der Prozessschritte ist abhängig von der zu fertigenden Struktur, üblicherweise werden die Schritte mehrmals durchlaufen [10–12].

Die sogenannte Wafervorbereitung besteht aus der Reinigung und der Vorbereitung des Siliziumsubstrats. Die Reinigung umfasst sowohl das Entfernen von Fremdkörpern als auch von Resten des Photolacks aus vorhergehenden Prozessschritten (als Stripping bezeichnet) mittels nasschemischer oder physikalischer Verfahren. Vorbereitende Massnahmen können unter anderem die Dehydrierung und das Aufbringen einer Haftschrift beinhalten, welche die Verbindung zwischen dem Silizium und nachfolgenden Schichten erhöht.

Meistens ist eine Begrenzung der Schichterzeugung und Strukturierung auf gewisse Bereiche gewünscht. Aufgrund der kleinen Strukturgrößen im Nanometerbereich wird die lokale Steuerung der Schichterzeugung durch die Maskierung von Teilflächen des Wafers mit Photolack erreicht. Die Maskierung mit positivem Photolack besteht aus dem ganzflächigen Aufbringen eines Photolacks, der Abdeckung von Teilen des Lacks durch eine Belichtungsmaske, der Belichtung und der Entwicklung des Lacks und anschliessend der Entfernung des belichteten Lacks. Bei negativem Photolack wird der unbelichtete Lack entfernt. Nach der Maskierung schützt der Photolack die nicht zu bearbeitenden Bereiche des Siliziums.

In den Prozessschritten der Schichterzeugung und Strukturierung wird das Siliziumsubstrat oxidiert, mittels Fremdatomen dotiert oder es wird in additiven Verfahren zusätzliches Material aufgebracht bzw. in subtraktiven Prozessen Material entfernt. Oxidschichten bilden im Halbleiter lokal elektrisch isolierende Barrieren und können als Maskierungsschicht genutzt werden. Dotierungen beeinflussen die lokale Dichte der Ladungsträger, dies beeinflusst die Leitfähigkeit des Siliziums und erlaubt die Schaffung eingebauter elektrischer Felder. Additive Verfahren umfassen Abscheidungen von Metallen und Legierungen mit unterschiedlichen Schichtdicken und Schichteigenschaften. Subtraktive Verfahren umfassen physikalische und chemische Ätzprozesse.

In der Halbleiterproduktion werden üblicherweise mehrere Bauteile parallel auf einem Wafer gefertigt. Aus diesem Grund besteht die Fertigstellung aus dem Trennen der Bauelemente, der Integration der Bauelemente in ein Gehäuse, Packaging genannt, und dem Verbinden der Anschlüsse, dem sogenannten Bonding.

1.2 Motivation: Lagerlose Hochtemperaturpumpen in der Halbleiterindustrie

Die Ätzprozesse sowie die Verfahren zur Entfernung der Reste des Photolacks können in trockene und nasse Methoden unterteilt werden. Trockene Verfahren basieren auf der Verwendung eines Plasmas zur Veraschung der zu entfernenden Schicht und/oder chemisch aggressiven Gasen. In nassen Verfahren werden anorganische Säuren genutzt [11]. Bei der Entfernung des Photolacks kommen kombinierte Verfahren zum Einsatz; nach einer Veraschung der Oberfläche des Lacks durch ein Plasma erfolgt eine Nachreinigung im nassen Verfahren.

Die Geschwindigkeit der nassen Ätzprozesse ist von der Ätzrate und somit exponentiell von der Temperatur abhängig [13–15]. Eine Erhöhung der Temperatur führt zu einer signifikanten Beschleunigung der Reinigungs- und der Ätzprozesse. Des Weiteren kann die Veraschung in kombinierten Verfahren zur Photlackentfernung eliminiert und ein rein nasses Verfahren verwendet werden sofern die Temperatur der konzentrierten Säure höher als 200 °C ist [16, 17].

Höhere Fluidtemperaturen ermöglichen eine Beschleunigung der Ätzprozesse und die Reduktion der Prozessschritte in der Photolackentfernung. Dies führt zu einer Reduktion der Produktionszeit der Halbleiter und, falls die Reinheit des Prozessfluids beibehalten werden kann, zu einer Steigerung des Produktionsertrags.

Die lagerlose Hochtemperaturpumpe soll die Vorteile der hohen Reinheit, der Chemiebeständigkeit und der langen Lebensdauer von kommerziell verfügbaren lagerlosen Pumpen für Prozesse mit hohen Fluidtemperaturen verfügbar machen. Die Anforderungen an die Chemiebeständigkeit können nur erreicht werden falls keine metallischen Stoffe mit dem Fluid in Kontakt kommen. Als Beispiel für die unzureichende Säure-

refestigkeit von Metallen sei die Nickel-Molybdän-Legierung *Hastelloy B-3* genannt [18]. Obwohl es sich dabei um eine der korrosionsbeständigsten Stahllegierungen handelt wird eine Korrosionsrate von 0.1 mm/y bei Kontakt mit 75 %-iger Salz-, Phosphor- oder Schwefelsäure bereits bei Temperaturen von 40 °C, 120 °C bzw. 150 °C erreicht. Die Edukte der Korrosion verbleiben als Verunreinigungen im Fluid und führen zu einer Beeinflussung des nachfolgenden Prozesses. Die einzigen Konstruktionsmaterialien welche eine ausreichende Säurefestigkeit aufweisen sind fluorbasierte Polymere, wie Perfluoralkoxy-Polymere (PFA) und Polytetrafluorethylen (PTFE). Die Herausforderung bei der Verwendung dieser Fluorpolymere entsteht durch ihre sehr geringe mechanische Festigkeit bei hohen Temperaturen. In der lagerlosen Pumpe greifen am Rotor und am Pumpkopf prinzipbedingt nur hydraulische und zentrifugale Kräfte an. Dies ermöglicht eine Verwendung von PFA oder PTFE bis zur maximalen Dauereinsatztemperatur der Materialien von 250 °C.

1.3 Stand der Technik

Im Folgenden wird auf den Stand der Technik lagerloser Motoren sowie auf bereits existierende Pumpen für aggressive Fluide eingegangen. Unter dem Begriff der konventionellen Pumpe sind alle Motoren, welche nicht über ein Magnetlager verfügen, zusammengefasst.

1.3.1 Lagerlose Scheibenläufermotoren

Die Entwicklung des lagerlosen Motors geht auf die Dissertation über den lagerlosen, permanentenerregten Synchronmotor von J. Bichsel aus dem Jahr 1990 [1] und auf die Dissertation über den lagerlosen Asynchronmotor von R. Schöb aus dem Jahr 1993 [19] zurück. In diesen Arbeiten wurden die Konzepte der kombinierten Drehmoment- und Lagerkraftbildung erarbeitet und erstmals praktisch umgesetzt. Die lagerlose Pumpe auf der Basis des Scheibenläufers mit drei passiv stabilen Freiheitsgraden wurde im Jahr 1996 von den Firmen *Sulzer Electronics* und *Lust Antriebstechnik* zum Patent angemeldet [20] und 1998 in der Dissertationsschrift von N. Barletta beschrieben [7]. Im Jahr 2003 entwickelte M. Neff in seiner Dissertationsschrift Lösungen für die Herausforderungen welche beim Einsatz der lagerlosen Pumpe in der Halbleiterindustrie

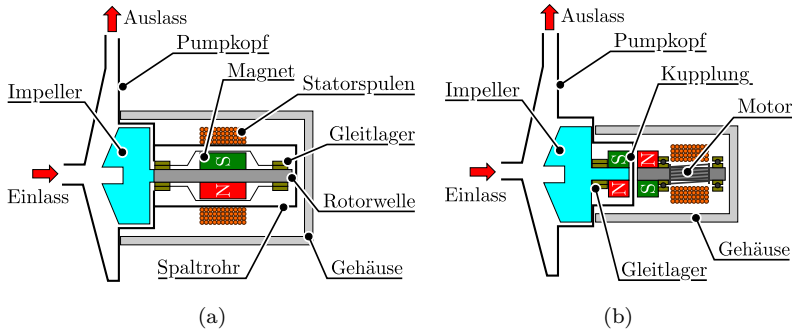


Abbildung 1.2: Schematische Darstellung einer Spaltrohrpumpe (a) und einer Magnetkupplungspumpe (b).

auftreten [8]. In der Dissertation *Magnetgelagertes Pumpsystem für hohe Betriebstemperaturen* von S. Burger aus dem Jahr 2006 wurde das erste Mal der Einfluss hoher Temperaturen auf das Betriebsverhalten einer lagerlosen Pumpe untersucht [21]. Die maximale Fluidtemperatur dieser Pumpe liegt bei 150 °C.

Pumpen auf Basis des lagerlosen Scheibenläufers werden von der Firma *Levitronix* für Anwendungen in der Halbleiterindustrie und von der Firma *Thoratec* für Anwendungen in der Medizinaltechnik kommerziell vertrieben. Die Pumpsysteme sind in Eingangsleistungsklassen von 30 W bis 4 kW verfügbar. Die Pumpe mit 2 kW Eingangsleistung der Firma *Levitronix*, welche als Ausgangspunkt für diese Arbeit dient, hat eine maximal zugelassene Einsatztemperatur von 90 °C, falls eine passive Kühlung verwendet wird, und eine maximale Einsatztemperatur von 180 °C mit aktiver Wasserkühlung [22].

1.3.2 Konventionelle Pumpen für aggressive Fluide

Auch in konventionellen Hochtemperaturpumpen wird die Chemiebeständigkeit durch eine hermetische Umkapselung des Fluids mit Fluorkunststoffen erreicht. Die Pumpen lassen sich in Maschinen mit zeitlich kontinuierlichem und zeitlich pulsierendem Fluidstrom unterteilen.

Beispiele für Pumpen mit kontinuierlichem Fluidstrom sind Spaltrohr- und Magnetkupplungspumpen [23, 24]. Der kontinuierliche Strom wird

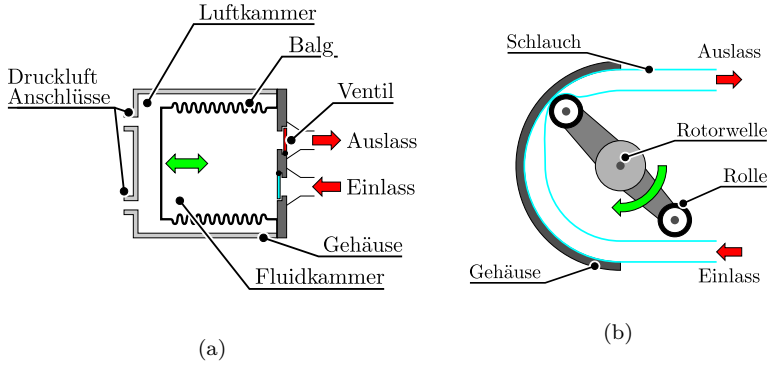


Abbildung 1.3: Schematische Darstellung einer einflutigen Balgenpumpe (a) und einer Schlauchpumpe (b).

in beiden Pumpsystemen durch die Verwendung rotierender Impeller erreicht. Die rotierenden Teile sind vollständig vom Pumpkopf umschlossen und werden mittels Gleitlagern, welche sich im Fluid befinden, gelagert. Abbildung 1.2(a) zeigt die schematische Darstellung einer Spaltrohrpumpe mit permanent magnetisiertem Rotor. Der Impeller ist fest mit der Rotorwelle verbunden. Da die Gleitlager den Pumpkopf nicht hermetisch abschliessen, kommt es zu einer Umspülung der Rotorwelle. Die Abdichtung gegenüber dem Stator wird durch das Spaltrohr sichergestellt. In Magnetkupplungspumpen wird das Drehmoment von der Welle des Motors mittels einer magnetischen Kupplung auf das Flügelrad übertragen, siehe Abb. 1.2(b). Auch bei diesem Typ ist eine Lagerung des Rotors mit Gleitlagern notwendig. Durch die Magnetkupplung wird der Motor nicht vom Fluid durchströmt. Dies ermöglicht verschiedene Freiheiten, wie z.B. die Verwendung eines Motors mit kleinerem Luftspalt und somit einer höheren Drehmomentdichte oder von Kugellagern zur verbesserten Lagerung der Rotorwelle. Der Nachteil beider Pumpen liegt in der mechanischen Belastung der Gleitlager durch Reibung. Die Reibung führt zu Partikelgenerierung und somit zu einer Kontamination des Fluids sowie zu einer Steigerung der Ausfallrate der dynamischen Dichtungen bei erhöhter Temperatur.

Balgen- und Schlauchpumpen weisen einen pulsierenden Fluidstrom auf [25, 26]. Eine Balgenpumpe ist schematisch in Abb. 1.3(a) darge-

stellt. Das Volumen des Balgs wird mit einer nicht dargestellten, externen Druckluftpumpe und Ventilen kontrolliert. Die Ein- und Auslassventile steuern den Fluidstrom während der Kontraktion und der Extraktion des Balgs. Abb. 1.3(b) zeigt eine Darstellung der Schlauchpumpe. Rollen, welche auf dem Rotor montiert sind, drücken einen flexiblen Schlauch gegen die Gehäusewand. Durch die Einengung des Schlauchs wird das Fluid vom Ein- zum Auslass gedrückt. Als Schlauchmaterial kommt in Pumpen für aggressive Fluide häufig *Viton* zum Einsatz, dabei handelt es sich um ein Fluorelastomer mit guter chemischer Beständigkeit. Die Rotorwelle kann von einem beliebigen Motor mit ausreichendem Drehmoment angetrieben werden. Der Nachteil von Balgen- und Schlauchpumpen liegt in der mechanischen Belastung des Balgs und des Schlauchs. Bei hohen Fluidtemperaturen nimmt die mechanische Festigkeit der verwendeten Fluorkunststoffe stark ab. Dies verlangt nach häufigem Auswechseln der belasteten Bauteile. Ein weiterer Nachteil der Balgenpumpen ist die relativ hohe Komplexität mit vielen bewegten Teilen und Ventilen. Trotz dieser Nachteile sind Balgenpumpen für konzentrierte Säuren bei Fluidtemperaturen von bis zu 210 °C einsetzbar [27].

1.4 Zielsetzungen der Arbeit

Um die Anwendbarkeit lagerloser Pumpen bei hohen Temperaturen zu untersuchen, wurden folgende Zielspezifikationen formuliert:

- Als Motortopologie wird ein lagerloser Scheibenläufer verwendet.
- Die Fluidtemperatur der lagerlosen Pumpe beträgt 250 °C.
- Der angestrebte Durchfluss ist 100 l/min und der maximale Differenzdruck über dem Pumpkopf soll 350 kPa betragen.
- Die elektrische Eingangsleistung im leistungselektronischen Umrichter ist auf 2 kW begrenzt.
- Die Konstruktion der hydraulischen Komponenten soll so ausgeführt werden, dass keine metallischen Materialien mit dem Fluid in Kontakt kommen.
- Die Kühlung der Maschine soll rein passiv sein. Auf die Verwendung aktiver Kühler, wie Lüfter oder Kühlwasserpumpen, wird verzichtet.

Um die Spezifikationen erfüllen zu können ist ein interdisziplinärer Ansatz notwendig. Problemstellungen der Elektrotechnik, der Materialwissenschaften, der Thermodynamik, des Maschinenbaus und der Regelungstechnik sind zu behandeln.

Die Schwerpunkte der Untersuchungen sind:

- Der Einfluss der Temperatur auf das Betriebsverhalten des Antriebs und des Magnetlagers.
- Die thermische Modellierung des Wärmetransports und der Wärmeverteilung im Motor.
- Die sensorlose Bestimmung des Rotorwinkels.
- Die Konstruktion temperaturfester hydraulischer Komponenten.

1.5 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 wird auf die Funktionsweise des lagerlosen Scheibenläufermotors, der Leistungselektronik und der Regelung der Hochtemperaturpumpe eingegangen. Es wird zwischen passiv stabilen und instabilen, vom Magnetlager aktiv zu regelnden, Freiheitsgraden des Rotors unterschieden. Die aktive Kraftbildung des integrierten Lagers und die Drehmomentbildung des Antriebs werden anhand der Raumharmonischen des Luftspaltfelds erklärt.

Die Auswirkungen der hohen Fluidtemperaturen auf die Funktionsweise der lagerlosen Maschine werden in Kapitel 3 erklärt. Die Untersuchung deckt die Temperaturabhängigkeit sowohl der passiven und aktiven Kraftbildung und der Drehmomentbildung als auch der internen Maschinenverluste, bestehend aus Kupfer-, Eisen- und Pumpkopfverlusten, ab. Abschliessend werden die Gründe für die Verwendung einer passiven Kühlung erläutert.

Basierend auf den vorgehenden Überlegungen wird in Kapitel 4 ein thermisches Modell vorgestellt, welches die Abschätzung der internen Maschinentemperaturen im Betrieb erlaubt. In einem ersten Schritt werden die physikalischen Grundlagen des Wärmetransports vorgestellt und in einem zweiten Schritt effiziente Verfahren zur Erstellung und Auswertung des thermischen Modells analysiert.

In Kapitel 5 werden verschiedene Verfahren zur Bestimmung des Rotor-

winkels und der radialen Rotorposition mit Blick auf ihre Anwendbarkeit in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe untersucht. Basierend auf dieser Untersuchung wird ersichtlich, dass Winkelsensoren im vorliegenden Fall nicht sinnvoll eingesetzt werden können. Ausserdem wird gezeigt, wie die radiale Rotorposition durch einen elektrisch leitfähigen Pumpkopf hindurch gemessen werden kann.

Die neuen winkelsensorlosen Verfahren zur Bestimmung des Rotorwinkels werden in Kapitel 6 vorgestellt. Es wird gezeigt, wie der Rotorwinkel bei hohen Rotordrehzahlen aus den Phasenspannungen und -strömen bestimmt werden kann. Herausfordernder ist die Winkelbestimmung im Stillstand und bei tiefen Drehzahlen. Diese Problematik wird mit einer Schätzung des Rotorwinkels aus dem Verhalten des integrierten Magnetlagers gelöst.

In Kapitel 7 werden die Prototypen der lagerlosen Motoren sowie der Pumpköpfe, welche für einen Einsatz bei hohen Fluidtemperaturen geeignet sind, vorgestellt. Es wird sowohl ein vergossener, als auch ein nicht vergossener, modular aufgebauter Prototyp konstruiert und aufgebaut. Für den vergossenen Prototypen werden zwei Module zur aktiven Kühlung gebaut und getestet. Die beiden Pumpköpfe unterscheiden sich in der Materialwahl, der erste Pumpkopf ist aus aluminiumverstärktem PTFE und der zweite aus Edelstahl gefertigt.

Die Funktionsweise der Prototypen wird in hydraulischen Versuchen in einem Experimentalaufbau mit Silikonöl durchgeführt. Der Experimentalaufbau sowie eine Auswahl der Resultate werden in Kapitel 8 gezeigt.

Im abschliessenden Kapitel 9 werden die Resultate der Entwicklung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe zusammengefasst. Des Weiteren wird eine Empfehlung für die nächsten Schritte, welche notwendig sind um die Prototypen zur Produktreife zu führen, abgegeben.

1.6 Publikationen

Die folgende Liste enthält Publikationen, welche im Rahmen dieser Dissertation entstanden sind und, mit Ausnahme der Publikation J4, ausschnittsweise Resultate daraus enthalten. Die Arbeiten wurden in verschiedenen internationalen Journalen veröffentlicht oder an führenden internationalen Fachkonferenzen präsentiert.

Journal

- J1 T. Wellerdieck, T. Nussbaumer, J. W. Kolar, “*Angle-Sensorless Zero- and Low-Speed Control of Bearingless Machines*,” *IEEE Transactions on Magnetics*, Band 52, Nr. 7, Juli 2016
- J2 T. Wellerdieck, T. Nussbaumer, J. W. Kolar, “*Experimental Verification of an Angle-Sensorless Control Scheme for Bearingless Permanent Magnet Machines*,” *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Edition 4, Band 5, Juli 2017
- J3 P. Peralta, T. Wellerdieck, D. Steinert, T. Nussbaumer, J. W. Kolar, “*Ultra-High Temperature 250 °C Bearingless Permanent Magnet Pump for Aggressive Fluids*,” *IEEE Transactions on Mechatronics*, Edition 22, Band 5, Oktober 2017
- J4 M. Flankl, T. Wellerdieck, A. Tüysüz, J. W. Kolar, “*Scaling Laws for Electrodynamic Suspension in High-Speed Transportation*,” *IET Electric Power Applications*, November 2017

Konferenzpublikationen

- K1 T. Wellerdieck, P. Peralta, T. Nussbaumer, J. W. Kolar, “*Contributions to an Ultra-High Temperature (250 °C/500 °F) Bearingless Pump*,” *Proc. 18th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Pattaya, Thailand , Oktober 2015
- K2 T. Wellerdieck, D. Steinert, J. W. Kolar, “*Angle-Sensorless Zero- and Low-Speed Control of Bearingless Machines*,” *Joint AIM - INTERMAG Conference*, San Diego, USA, Januar 2016
- K3 T. Wellerdieck, P. Peralta, D. Steinert, J. W. Kolar, “*Thermal Analysis of a Bearingless Permanent Magnet Pump at Ultra-High Temperatures*,” *Proc. 1st IEEE Conference on Advances in Magnetics*, Bormio, Italy, März 2016
- K4 T. Wellerdieck, P. Reichmuth, D. Steinert, J. W. Kolar, “*Experimental Verification of a Model-Based Zero- and Low-Speed Angle Observer for Bearingless Permanent Magnet Machines*,” *Proc. 15th Int. Symp. on Magnetic Bearings (ISMB)*, Kitakyushu, Japan, August 2016

Betreute Studentenarbeiten

Im Zuge der Lehrtätigkeit während des Doktorats wurden folgende Master-, Semester- und Gruppenarbeiten vom Autor betreut. In den Arbeiten S3, S5, S7 und S10 wurden Themen bearbeitet, welche im direkten Zusammenhang mit der Entwicklung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe stehen.

- S1 R. Bolt, V. Wyss, *“Chipbasierte Positionssensorik für lagerlose Motoren,”* LEM 1437, *Semesterarbeit*, Dezember 2014
- S2 S. Mayrhofer, *“Positionssensor für einen magnetgelagerten Reluktanzläufer,”* LEM 1440, *Semesterarbeit*, Dezember 2014
- S3 P. Reichmuth, *“Positionssensor für lagerlose Hochtemperatur-Pumpe (260 °C),”* LEM 1515, *Semesterarbeit*, Juni 2015
- S4 R. Busch, R. Khaddam-Aljameh, *“Mobile Kontroll-, Bedien- und Programmiereinheit für lagerlose Motorsysteme,”* LEM 1520, *Semesterarbeit*, Juni 2015
- S5 N. Amrein, *“Sensorloser Betrieb einer magnetgelagerten Pumpe,”* 1528, *Semesterarbeit*, Dezember 2015
- S6 L. Prongué, M. Herzog, *“Levitating Lightbulb,”*, LEM1614, *Semesterarbeit*, Juni 2016
- S7 P. Reichmuth, *“Winkelbeobachter für eine lagerlose Maschine bei Stillstand und tiefen Geschwindigkeiten,”* LEM 1617, *Masterarbeit*, August 2016
- S8 P. Alff, B. Härdi, I. Schlatter, B. Vukovic, *“Optimizations of the Levitating Lightbulb,”*, LEM 1634, *Gruppenarbeit*, Dezember 2016
- S9 D. Keller, *“Neuartige Sensorkonzepte für lagerlose Reluktanzläufer,”*, LEM 1646, *Masterarbeit*, Mai 2017
- S10 J. Högger, *“Positionssensor für eine lagerlose Pumpe mit verstärktem Pumpkopf,”*, LEM 1643, *Masterarbeit*, Juni 2017
- S11 T. Blatter, J. Holzer, *“Position Sensor for an Ultra Wide Airgap Magnetic Bearing,”*, LEM 1714, *Gruppenarbeit*, Juli 2017

Kapitel 2

Der lagerlose Scheibenläufermotor

In Abb. 2.1 ist eine Schnittzeichnung der Hochtemperaturpumpe dargestellt. Die Pumpe besteht aus einem Motor und einem hydraulischen Energiewandler, welcher sich aus Impeller und Pumpkopf zusammensetzt. Die hydraulischen Elemente sind in den Motor integriert. Für das Gesamtsystem, bestehend aus Motor und hydraulischem Energiewandler, wird der Begriff lagerlose Pumpe verwendet. In diesem Kapitel wird auf die Funktionsweise des Motors, bestehend aus dem im Magnetfeld berührungsfrei gelagerten Rotor und dem Stator, eingegangen.

Der Rotor des Motors besteht aus einem ringförmigen, diametral magnetisierten Samarium-Kobalt (SmCo) Permanentmagnet mit Polpaarzahl eins. Der Motor wird als Scheibenläufer bezeichnet, da der Durchmesser des Magnets grösser ist als die axiale Höhe [28]. Das Verhältnis von Durchmesser zu Höhe ist im verwendeten Motor 4 : 1. Dies führt zu einer Reduktion der aktiv zu regelnden Freiheitsgrade des Rotors, siehe Kapitel 2.3.1.

Der Stator besteht aus einem Eisenkreis in Tempelbauweise [29], sechs Statorspulen aus Kupfer, einem Sensorsystem zur Bestimmung der Rotorposition, mechanischen Strukturelementen und einem Gehäuse aus Aluminium. Der elektrische Antrieb, welcher das Drehmoment bildet und das Magnetlager, welches die Lagerkräfte erzeugt, sind in einen Eisenkreis integriert. Dies unterscheidet diesen lagerlosen Motor von einer konventionellen, magnetgelagerten Maschine, bei welcher Lager und Antrieb diskret ausgeführt sind [30]. Der Eisenkreis ist aus sechs Zähnen und einem ringförmigen Rückschluss aufgebaut und besteht zur Reduktion von Wirbelstromverlusten aus geblechtem Eisen von Typ *M-330-35A* [31]. Pro

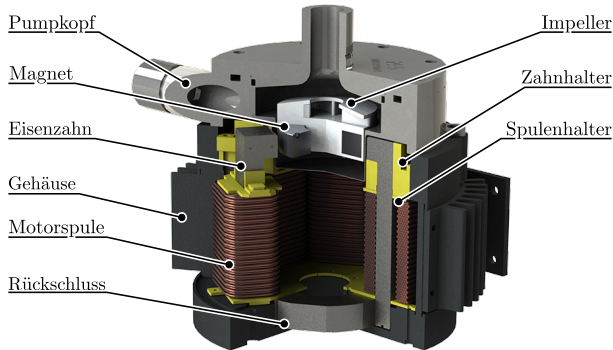


Abbildung 2.1: Schnittzeichnung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe mit Edelstahlpumpkopf.

Eisenzahn wird je eine konzentrierte Wicklung [32] verwendet. Die Wicklungen sind kombiniert ausgeführt, die Magnetisierung des Eisenkreises bzw. die Felderzeugung im Luftspalt zur Erzeugung von Lagerkraft und Drehmoment werden von einem Satz Spulen erreicht [33]. Auf die Erzeugung von Lagerkraft und Drehmoment wird in Kapitel 2.3.2 eingegangen.

Beim Motor handelt es sich demzufolge um eine permanenterregte Synchronmaschine (PMSM) [34]. Das integrierte Magnetlager ist ein Heteropolarlager mit Vorspannung durch den permanentmagnetisierten Rotor [35].

Die mechanischen Strukturelemente verbinden den Pumpkopf, den Eisenrückschluss, die Statorspulen und das Gehäuse. Sie sind aus elektrisch nicht leitenden Kunststoffen ausgeführt um die Isolation zwischen den einzelnen Bauelementen zu gewährleisten und die Verluste der Maschine zu minimieren.

Das Aluminiumgehäuse des Motors ist für eine rein passive Kühlung ausgelegt. Die Gehäuseoberfläche wird mittels Finnen vergrößert und ist schwarz eloxiert, um die konvektive Wärmeabgabe und die Wärmeabstrahlung an die Umgebungsluft zu maximieren. Das dargestellte Gehäuse ist modular aufgebaut, um den Tausch von internen Motorkomponenten zu ermöglichen.

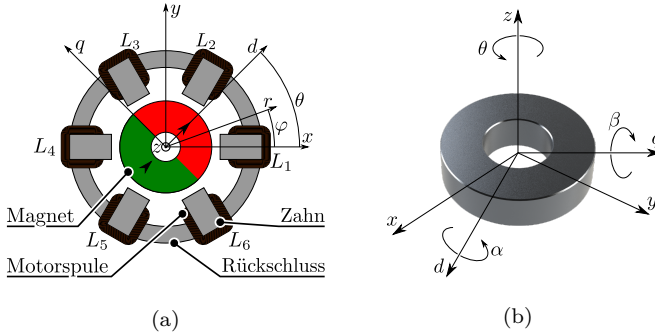


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung der lagerlosen Pumpe mit stator- und rotorfesten Koordinatensystemen (a) und Definition der Freiheitsgrade (b).

2.1 Koordinatensysteme

Die in dieser Arbeit verwendeten Koordinatensysteme sind in Abb. 2.2(a) dargestellt. Es werden ein statorfestes kartesisches Koordinatensystem mit den Koordinaten (x, y, z) , ein statorfestes zylindrisches Koordinatensystem mit den Koordinaten (r, ϕ, z) und ein rotorflussorientiertes kartesisches Koordinatensystem mit den Koordinaten (d, q, z) verwendet. Die z -Achse des rotorflussorientierten Koordinatensystems liegt parallel zur z -Achse des statorfesten kartesischen Koordinatensystems und die d -Achse des rotorflussorientierten Koordinatensystems liegt in der Magnetisierungsrichtung des Rotors.

Abbildung 2.2(b) zeigt die sechs Freiheitsgrade des Rotors. Translatorische Auslenkungen des Rotors in x , y und z Richtung werden mit Δx , Δy und Δz bezeichnet. Eine kombinierte Auslenkungen des Rotors in x - und y -Richtung wird radiale Auslenkungen genannt. Der Betrag der radialen Auslenkung wird mit

$$\Delta r = |\Delta \mathbf{r}| = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \quad (2.1)$$

bezeichnet. Auslenkungen entlang der z -Achse werden als axiale Auslenkung bezeichnet. Rotationen um die d - und q -Achse des Rotors werden Verkippung genannt und sind mit α und β bezeichnet. Für $\alpha = \beta = 0$

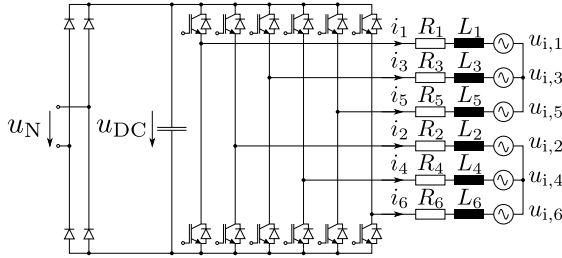


Abbildung 2.3: Ersatzschaltbild des Gleich- und Umrichters sowie der elektrischen Maschine.

stehen die Mantelflächen des Rotormagnets senkrecht auf der x, y -Ebene des statorfesten kartesischen Koordinatensystems.

Der Winkel zwischen der d -Achse des rotorflussorientierten Koordinatensystems und der x -Achse des statorfesten kartesischen Koordinatensystems wird Rotorwinkel genannt und ist mit θ bezeichnet. Die Magnetisierungsrichtung des Rotors liegt für $\theta = 0 \text{ rad}$ auf der x -Achse des statorfesten Koordinatensystems. Da die Polpaarzahl des in dieser Arbeit verwendeten Motors $p = 1$ ist gibt es keinen Unterschied zwischen elektrischem und mechanischem Rotorwinkel.

Die Ursprungs- oder Ruheposition des Rotors ist mit

$$\Delta x = \Delta y = \Delta z = \alpha = \beta = 0, \quad \theta \in [0, 2\pi] \quad (2.2)$$

definiert. Ein um die z -Achse rotierender Rotor befindet sich in seiner Ruheposition sofern (2.2) erfüllt ist. Das Ziel der Regelung ist, falls nicht explizit anders erwähnt, den Rotor immer in seiner Ruheposition zu halten.

2.2 Definition der Statorströme und des Regelschemas

Die Statorspulen sind in Abb. 2.2(a) dargestellt. Die Ströme in den Spulen mit den Phasenwiderständen $R_1 - R_6$ und den Induktivitäten L_1

- L_6 , werden mit $i_1 - i_6$ bezeichnet. Abbildung 2.3 zeigt die elektrische Verschaltung der Spulen in zwei Dreiphasensystemen mit offenen Sternpunkten, sowie den Netzgleichrichter und den zweistufigen IGBT-Frequenzumrichter. Die Spannungen, welche der rotierende Rotormagnet in den Phasen induziert sind mit $u_{i,1} - u_{i,6}$ bezeichnet. Für die Spulenströme im statorfesten Koordinatensystem gilt aufgrund der Verschaltung mit offenen Sternpunkten

$$\begin{aligned} i_1 + i_3 + i_5 &= 0, \\ i_2 + i_4 + i_6 &= 0. \end{aligned} \quad (2.3)$$

Die Ströme $i_1 - i_6$ werden aus den Lager- Antriebsströmen gebildet

$$\begin{aligned} i_1 &= i_{B,1} + i_{D,1} & i_4 &= i_{B,1} - i_{D,1} \\ i_2 &= i_{B,2} - i_{D,3} & i_5 &= i_{B,2} + i_{D,3} \\ i_3 &= i_{B,3} + i_{D,2} & i_6 &= i_{B,3} - i_{D,2}, \end{aligned} \quad (2.4)$$

wobei $i_{B,1}$, $i_{B,2}$ und $i_{B,3}$ die Komponenten des statororientierten Lagerstroms $\mathbf{i}_B$ und $i_{D,1}$, $i_{D,2}$ und $i_{D,3}$ die Komponenten des Antriebsstroms $\mathbf{i}_D$ sind [36]. Der Lagerstrom $\mathbf{i}_B$ wird mittels inverser d/q-Transformation [37] aus dem rotorwinkelunabhängigen Lagerstrom $\mathbf{I}_B$ zu

$$\underbrace{\begin{bmatrix} i_{B,1} \\ i_{B,2} \\ i_{B,3} \end{bmatrix}}_{\mathbf{i}_B} = \begin{bmatrix} \sin(\theta) & \cos(\theta) \\ \sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) \\ \sin\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) \end{bmatrix} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} I_{B,x} \\ I_{B,y} \end{bmatrix}}_{\mathbf{I}_B} \quad (2.5)$$

berechnet. Der Lagerstrom $\mathbf{I}_B$ ist unabhängig vom Rotorwinkel θ und es gilt

$$\mathbf{I}_B \parallel \mathbf{F}_B, \quad (2.6)$$

wobei $\mathbf{F}_B$ die Lagerkraft ist welche auf den Rotor wirkt. Gleichung (2.6) gilt nur falls der Rotorwinkel exakt bestimmt werden kann. Andernfalls sind $\mathbf{I}_B$ und $\mathbf{F}_B$ nicht mehr parallel. Dieser Effekt kann für die Bestimmung des Rotorwinkels genutzt werden und ist in Kapitel 6.1.4 beschrieben.

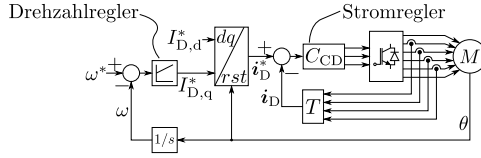


Abbildung 2.4: Vereinfachtes Blockschaltbild des Drehzahlreglers.

Für den Antriebsstrom i_D gilt

$$\underbrace{\begin{bmatrix} i_{D,1} \\ i_{D,2} \\ i_{D,3} \end{bmatrix}}_{i_D} = \begin{bmatrix} \sin(\theta) & \cos(\theta) \\ \sin(\theta - \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta - \frac{2\pi}{3}) \\ \sin(\theta + \frac{2\pi}{3}) & \cos(\theta + \frac{2\pi}{3}) \end{bmatrix} \cdot \underbrace{\begin{bmatrix} I_{D,q} \\ I_{D,d} \end{bmatrix}}_{I_D}. \quad (2.7)$$

Der rotorflussorientierte Strom I_D besteht aus einer drehmomentbildenden Komponente $I_{D,q}$ und einer rotorflusstärkenden bzw. -schwächenden Komponente $I_{D,d}$.

Die Regelung der Maschine besteht aus zwei kaskadierten Regelstrukturen. Die eine Kaskade besteht aus der Drehzahl- und der Antriebsstromregelung, die andere aus der Positions- und der Lagerstromregelung. Der Strom wird in den inneren Kaskade geregelt. Für die Positions- und Drehzahlregelung wird ein rotorflussorientiertes Regelschema verwendet. Dies hat den Vorteil, dass Gleichgrößen geregelt werden können [38]. Abbildung 2.4 zeigt ein vereinfachtes Blockschaltbild der Drehzahl- und Antriebsstromregelung. Die Übertragungsfunktionen der Filter und der Sensoren sowie die Kopplungen mit der Lagerkrafterzeugung sind nicht dargestellt. Der Drehzahlregler berechnet die q -Komponente des Antriebsstromsollwerts $I_{D,q}^*$ basierend auf der Differenz zwischen dem Sollwert der mechanischen Frequenz ω^* und dem Istwert ω . Die d -Komponente des Antriebsstromsollwerts $I_{D,d}^*$ ist null. Nach der Transformation in das statorfeste Koordinatensystem, im dq/rst -Block, berechnet der Antriebsstromregler C_{CD} die Schaltzustände des Umrichters. Die Verrechnungen (2.4) sind ebenfalls im Stromregler implementiert. Dies führt zu den Phasenströmen in der Maschine M . Die Umrechnung der Antriebsströme aus den gemessenen Strömen ist mit T bezeichnet. Der Stromregler hat eine

kleinere Zeitkonstante als der Drehzahlregler, um die Stabilität des Gesamtkreises sicherzustellen. Zur Berechnung der Drehzahl und der dq/rst -Transformationsmatrix wird der Rotorwinkel θ benötigt. Auf die Bestimmung des Winkels wird in Kapitel 6 eingegangen. Die Kaskade bestehend aus Positions- und Lagerstromregler ist abhängig von der Methode zur Rotorwinkelbestimmung. Ein Blockschaltbild der Positionsregler mit modellbasiertem Winkelschätzer ist in Abb. 6.2 dargestellt.

2.3 Kraftbildung im lagerlosen Scheibenläufermotor

Im Folgenden wird die Kraftbildung im lagerlosen Motor erklärt. Die Kräfte lassen sich in passive Kräfte, welche unabhängig von der Bestromung der Motorspulen auftreten, und in aktive Kräfte, welche abhängig vom Statorstrom sind, unterteilen [39].

Die Lorentzkraftdichte

$$\mathbf{f} = \rho(\mathbf{E} + \mathbf{J} \times \mathbf{B}) \quad (2.8)$$

beschreibt die Kraftdichte pro Volumen $\mathbf{f}$ für die gegebene Ladungsdichte ρ , die Stromdichte $\mathbf{J}$, die elektrische Feldstärke $\mathbf{E}$ und die magnetische Flussdichte $\mathbf{B}$. Die Stromdichte $\mathbf{J}$ besteht sowohl aus technischen Strömen, als auch aus atomaren Kreisströmen im Material [40, 41]. Dies erschwert die Anwendung von (2.8) zur Herleitung der Kräfte und Drehmomente in praktischen Systemen.

In dieser Arbeit werden deshalb zwei Ansätze verfolgt um die Kraftbildung in der lagerlosen Maschine zu modellieren. Die passiven Kräfte werden intuitiv mit der Flächenkraftdichte an der Oberfläche zwischen zwei Materialien mit unterschiedlichen Permeabilitäten erklärt. Die aktiven Kräfte sowie die parasitären Kräfte und die Drehmomentbildung werden mit dem Maxwellschen Spannungstensor und numerischer Feldberechnung modelliert.

2.3.1 Passive Kraftbildung

Bei den passiven Kräften wird zwischen stabilisierenden und destabilisierenden Kräften unterschieden. Stabilisierende Kräfte treiben den Rotor bei kleinen Auslenkungen aus der Ursprungsposition, siehe (2.2), in diese zurück. Destabilisierende Kräfte führen zu einer Vergrößerung der Abweichung und müssen demzufolge mit aktiven Kräften kompensiert werden. Im Falle des lagerlosen Scheibenläufermotors sind die axiale Auslenkung sowie die Verkippungen passiv stabil und die radialen Auslenkungen sind instabil [42, 43].

In Abb. 2.5 sind schematische Darstellungen des Eisenkreises und des Rotors der lagerlosen Maschine für eine axiale Auslenkung, eine Verkippung und eine radiale Auslenkung dargestellt. Die y -Komponente des magnetischen Vektorpotentials

$$\mathbf{A} = \nabla \times \mathbf{B}, \quad (2.9)$$

ist zur Visualisierung der Feldverteilung um den Rotor eingezeichnet.

Die passiven Kräfte lassen sich intuitiv über die Kraftwirkung an der Grenzfläche des Statoreisens erklären. Die magnetische Permeabilität des Stators ist

$$\mu_{1,\text{stator}} = \mu_{r,\text{Stator}} \cdot \mu_0, \quad (2.10)$$

die Permeabilität der Luft wird gleich μ_0 gesetzt. Es gilt

$$\mu_{r,\text{stator}} \gg 1. \quad (2.11)$$

Die Flächenkraftdichte an der Oberfläche A des Stators

$$\mathbf{f}_A = \frac{d\mathbf{F}}{dA} \quad (2.12)$$

kann für den Fall, dass keine Sättigung im Stator auftritt mit

$$\mathbf{f}_A \approx \frac{1}{2\mu_0} [B_n^2 + \mu_{r,\text{Stator}} B_t^2] \mathbf{n}, \quad (2.13)$$

angenähert werden, wobei B_n und B_t die Komponenten der magnetischen Flussdichte sind, welche normal bzw. tangential zur Oberfläche verlaufen; $\mathbf{n}$ bezeichnet den Flächennormalenvektor [44, 45].

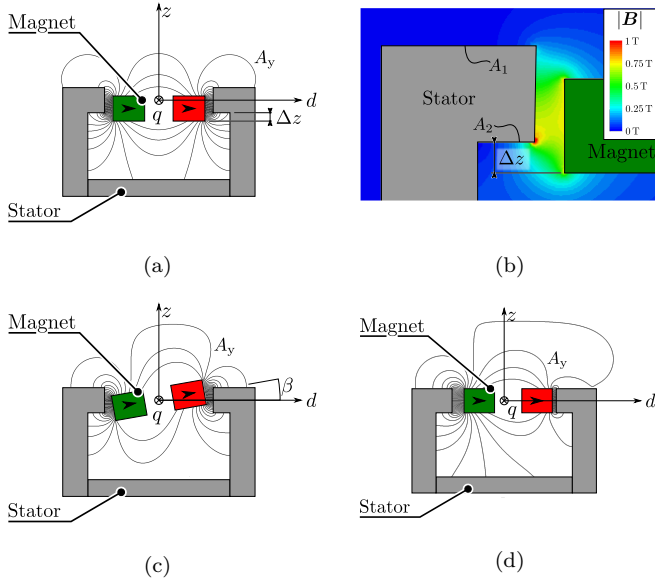


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der lagerlosen Pumpe mit Feldlinien für eine axiale Auslenkung des Rotors um Δz (a) und Detailsicht des Magnets und des Zahns (b) sowie Feldlinienplots für eine Verkipfung des Rotors um die q -Achse mit dem Winkel β (c) und für eine radiale Auslenkung um Δx (d).

Der Fall der axialen Auslenkung ist in Abb. 2.5(a) dargestellt. Da die Feldlinien mit guter Näherung senkrecht auf den Grenzflächen des Statoreisens stehen, kann (2.13) mit

$$f_A \approx \frac{1}{2\mu_0} |B|^2 n \quad (2.14)$$

angenähert werden. Die Kraft pro Fläche ist quadratisch abhängig vom Betrag der magnetischen Flussdichte vor dem Zahn, steht senkrecht auf der Grenzfläche und zeigt vom Stator zur Luft. Abbildung 2.5(b) zeigt eine detaillierte Darstellung des Betrags der magnetischen Flussdichte um den Statorzahn. Aufgrund der Symmetrie des Stators ist es ausreichend das Feld an einem Zahn zu betrachten. Die axial asymmetrische

Flussdichte führt zu

$$\frac{1}{2\mu_0} \int_{A_1} |\mathbf{B}|^2 dA > \frac{1}{2\mu_0} \int_{A_2} |\mathbf{B}|^2 dA \Rightarrow \mathbf{F}_{z,\text{Stator}} < 0, \quad (2.15)$$

wobei A_1 die untere und A_2 die obere Fläche des Zahns sind und $\mathbf{F}_{z,\text{Stator}}$ die z -Komponente der Kraft ist, welche auf den Stator wirkt. Die z -Komponente der Kraft, welche auf den Rotor wirkt, ist

$$F_{z,\text{Rotor}} = -F_{z,\text{Stator}} > 0. \quad (2.16)$$

Die Kraft $\mathbf{F}_{\text{Rotor}}$ zeigt in die der Auslenkung entgegengesetzte Richtung und treibt den Rotor somit in die Ruheposition zurück.

Für kleine, axiale Auslenkungen kann das Verhalten des Motors analog zu einer Federgleichung beschrieben werden. Die rückstellende Kraft auf den Rotor $F_{z,\text{Rotor}}$ wird angenähert durch

$$F_{z,\text{Rotor}} = c_z \cdot \Delta z, \quad c_z < 0. \quad (2.17)$$

Die axiale Lagerkonstante c_z berechnet sich zu

$$c_z = \left. \frac{dF_{z,\text{Rotor}}}{d\Delta z} \right|_{\Delta z=0 \text{ mm}}. \quad (2.18)$$

Analog dazu lässt sich das Verhalten bei kleinen Verkippungen mit den Verkippungskonstanten c_α und c_β beschreiben. Die Verkippung in Abb. 2.5(c) ist aus Gründen der anschaulichen Darstellung als sehr gross gewählt, im Betrieb treten kleinere Verkippungen auf. Die Drehmomentbildung kann, wie die Axialkraftbildung, mittels der Verteilung der magnetischen Flussdichte an der Statoroberfläche und (2.13) erklärt werden. Die rückstellenden Momente T_α und T_β sind

$$\begin{aligned} T_{\alpha,\text{Rotor}} &= c_\alpha \cdot \alpha = \left. \frac{dT_{\alpha,\text{Rotor}}}{d\alpha} \right|_{\alpha=0 \text{ rad}} \cdot \alpha, \\ T_{\beta,\text{Rotor}} &= c_\beta \cdot \beta = \left. \frac{dT_{\beta,\text{Rotor}}}{d\beta} \right|_{\beta=0 \text{ rad}} \cdot \beta. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Da der Rotor eine Polpaarzahl $p = 1$ hat, sind die Verkippungssteifigkei-

ten nicht gleich gross. Es gilt

$$c_\alpha < c_\beta. \quad (2.20)$$

Die Verkippungsteifigkeiten sind ebenfalls vom Rotorwinkel θ abhängig. c_α ist minimal für

$$\text{mod } \theta = \pi/3, \quad (2.21)$$

i.e. die Magnetisierungsrichtung zeigt auf einen Statorzahn. Im Stillstand neigt der Rotor des lagerlosen Motors zu leichten Schwingungen um die Magnetisierungsachse.

Abbildung 2.5(d) zeigt den Fall der radialen Auslenkung, die d -Achse und die x -Achse fallen zusammen. Die radiale Auslenkung führt zu einer destabilisierenden Kraft. Eine Auslenkung mit $\Delta x > 0$ führt zu einer Verkleinerung des Luftspaltes und damit einer Konzentration des Flusses im Luftspalt für $x > 0$ und zu einer Vergrösserung des Luftspaltes und damit einer Verringerung der magnetischen Flussdichte im Luftspalt für $x < 0$. Demzufolge wirkt die resultierende Kraft auf den Rotor in Auslenkungsrichtung, cf. (2.14). Das gleiche gilt für Auslenkungen in y -Richtung. Für die Radialkräfte gilt für kleine Auslenkungen in guter Näherung

$$\begin{aligned} F_{x,\text{Rotor}} &= c_{x,p} \cdot \Delta x, \\ F_{y,\text{Rotor}} &= c_{y,p} \cdot \Delta y. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Die passiven radialen Kraftkonstanten $c_{x,p}$ und $c_{y,p}$ sind für einen Rotor mit Polpaarzahl $p = 1$ vom Rotorwinkel θ abhängig. Da die Rotorwinkelabhängigkeiten klein sind, wird im Folgenden die passive radiale Kraftkonstante $c_{r,p}$ mit

$$c_{r,p} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_{x,p}(\theta) d\theta + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_{y,p}(\theta) d\theta \right] > 0 \quad (2.23)$$

verwendet.

Zusammengefasst lassen sich die passiven Kräfte für kleine Auslenkungen aus der Ruheposition mit den linearisierten Kraftkonstanten

$$\begin{aligned} c_{r,p} &> 0, & c_z &< 0, \\ c_\alpha &< 0, & c_\beta &< 0 \end{aligned} \quad (2.24)$$

berechnen. Die Kräfte und die Drehmomente sind

$$\begin{aligned}
 F_{x,\text{Rotor}} &= c_{r,p} \cdot \Delta x, \\
 F_{y,\text{Rotor}} &= c_{r,p} \cdot \Delta y, \\
 F_{z,\text{Rotor}} &= c_z \cdot \Delta z, \\
 T_{\alpha,\text{Rotor}} &= c_{\alpha} \cdot \alpha, \\
 T_{\beta,\text{Rotor}} &= c_{\beta} \cdot \beta.
 \end{aligned} \tag{2.25}$$

Eine Auslenkung in axiale Richtung ist in Abbildung 3.2(a) dargestellt. Die Auslenkung ist auf die axiale Rotorhöhe h_M normiert. Für Auslenkungen

$$\Delta z \leq \frac{1}{2} \cdot h_M \tag{2.26}$$

ist die Linearisierung eine gute Näherung. In Abb. 3.2(b) ist die Kraft bei einer radialen Auslenkung dargestellt.

2.3.2 Aktive Kraftbildung

Kräfte welche aufgrund der Bestromung der sechs Statorspulen auftreten werden als aktive, regelbare Kräfte bezeichnet. Der Einfluss der Lager- und Antriebsströme auf die Kraft- und Drehomentbildung am Rotor lassen sich, analog zur Untersuchung der passiven Kräfte, mit (2.13) beschreiben. Dafür muss die magnetische Flussdichte an den Oberflächen des Stators bekannt sein. Allerdings ist die Flussverteilung bei Bestromung, anders als bei Auslenkungen, nicht auf intuitive Art und Weise zu formulieren. Demzufolge müsste die magnetische Flussdichte an allen Statoroberflächen berechnet werden, um (2.13) anwenden zu können. Eine analytische Feldbeschreibung ist aufgrund der komplizierten Geometrie der Statoroberfläche sehr aufwändig. Alternativ können die Kräfte und das Drehmoment mit dem Maxwellschen Spannungstensor und numerischer Feldsimulation berechnet werden [46, 47]. Die Anwendung des Tensors ermöglicht die Identifikation der kraft- und drehmomentbildenden Komponenten des Felds und ermöglicht eine Vereinfachung der numerischen Simulation. Des Weiteren dient die Untersuchung der Kraftbildung als Grundlage für die Herleitung der Funktionsweise des Verfahrens zur Bestimmung des Rotorwinkels bei tiefen Drehzahlen, siehe Kapitel 6.1.4.

Die Herleitung der Kraftberechnung mittels Tensor basiert auf der Lor-

entzkraftdichte (2.8). Die Ladungsdichte ρ und die Stromdichte $\mathbf{J}$ können durch die Anwendung des Gaußschen Gesetzes und mittels erweitertem Durchflutungsgesetz eliminiert werden,

$$\begin{aligned} \mathbf{f} &= \rho (\mathbf{E} + \mathbf{J} \times \mathbf{B}), \\ &= \epsilon_0 (\nabla \cdot \mathbf{E}) \mathbf{E} + \left(\frac{1}{\mu_0} \nabla \times \mathbf{B} - \epsilon_0 \frac{\partial \mathbf{E}}{\partial t} \right) \times \mathbf{B}, \end{aligned} \quad (2.27)$$

wobei ϵ_0 die elektrische Feldkonstante ist. Im stationären Fall gilt im Luftspalt der lagerlosen Maschine

$$\begin{aligned} |\mathbf{B}| &\gg |\mathbf{E}| \\ \frac{\partial \mathbf{E}}{\partial t} &= 0. \end{aligned} \quad (2.28)$$

Demzufolge kann (2.27) zu

$$\mathbf{f} = \frac{1}{\mu_0} (\nabla \times \mathbf{B}) \times \mathbf{B} \quad (2.29)$$

vereinfacht werden. Die Gesamtkraft, welche auf das Volumen V wirkt, ist

$$\begin{aligned} \mathbf{F} &= \iiint_V \mathbf{f} dV = \iiint_V \frac{1}{\mu_0} (\nabla \times \mathbf{B}) \times \mathbf{B} dV \\ &= \iiint_V \nabla \cdot \mathbb{S} dV \end{aligned} \quad (2.30)$$

mit dem sogenannten Maxwellschen Spannungstensor $\mathbb{S}$ [48]. Das Element σ_{ij} von $\mathbb{S}$ an der Stelle ij ist

$$\sigma_{ij} = \frac{1}{2\mu_0} (2B_i B_j - \delta_{ij} |\mathbf{B}|^2). \quad (2.31)$$

Für δ_{ij} , das sogenannte Kronecker Delta, gilt

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i = j \\ 0, & i \neq j \end{cases}. \quad (2.32)$$

Des Weiteren führt die erneute Anwendung des Gaußschen Satzes zu

$$\mathbf{F} = \oint_{\Omega_V} \mathbb{S} \cdot \mathbf{n} dV. \quad (2.33)$$

Die Kraft kann berechnet werden, indem der Tensor über die V einhüllende Oberfläche Ω_V integriert wird. Der Normalenvektor auf der Oberfläche ist mit $\mathbf{n}$ bezeichnet. Die Oberfläche darf kein Magnetmaterial, Statoreisen oder stromführendes Material schneiden, da sonst (2.28) nicht erfüllt ist. Ein Vorteil dieser Schreibweise ist, dass (2.30), (2.31) und (2.33) für alle Koordinatensysteme gültig sind.

Die analytische Berechnung der Flussdichte ist aufgrund der komplexen Motorgeometrie mit Zähnen aufwändig [49], deshalb werden die Felder numerisch mit der Methode der Finiten Elemente (FEM) bestimmt.

Die Integrationsfläche Ω_V und die Unterteilung in die Teilflächen A_O , A_M und A_U sind in Abb. 2.6(a) dargestellt. Die Kraft- und Drehmomentberechnung basiert auf folgenden Annahmen:

- A1 Die Streufelder auf den Flächen A_O und A_U , siehe Abb. 2.6(a), sind symmetrisch. Ihr Einfluss auf die Gesamtkraftbildung hebt sich auf.
- A2 Die magnetische Flussdichte ist symmetrisch zur xy -Ebene. Der Einfluss der z -Komponenten hebt sich auf.
- A3 Die radiale und die tangentielle Komponente der magnetischen Flussdichte ist nur von der radialen Position ϕ abhängig und auf A_M konstant über z .

Für die Modellierung der aktiven Kräfte ist es ausreichend, den Motor in zwei Dimensionen zu betrachten, falls die Annahmen A1,A2 und A3 in guter Näherung erfüllt sind.

Die Integrationsfläche ist demzufolge die Mantelfläche eines Zylinders A_M mit Radius R und Höhe H . Das Flächenintegral vereinfacht sich zu einem Linienintegral über den Winkel ϕ . Die radiale B_r und die tangentielle Komponente B_t der magnetischen Flussdichte werden auf der Linie ξ , siehe Abb. 2.6(b), bestimmt. Die Kräfte F_x, F_y und das Drehmoment

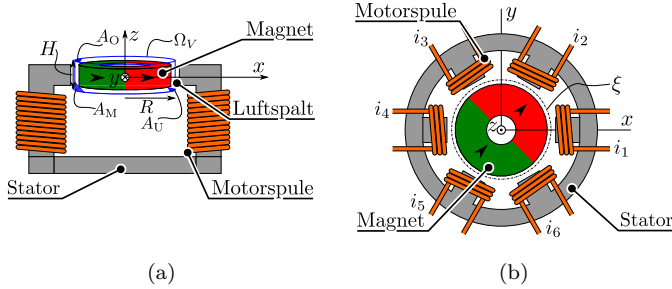


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des lagerlosen Motors mit Integrationsoberfläche Ω_V bestehend aus Teilflächen A_O , A_F und A_U (a) und zweidimensionales Äquivalenzmodell mit Integrationskurve ξ (b).

T_z berechnen sich nach (2.30) zu

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{R \cdot H}{2\mu_0} \int_0^{2\pi} (B_r^2 - B_t^2) \cos(\varphi) - (2B_t B_r) \sin(\varphi) d\varphi, \\ F_y &= \frac{R \cdot H}{2\mu_0} \int_0^{2\pi} (B_r^2 - B_t^2) \sin(\varphi) + (2B_t B_r) \cos(\varphi) d\varphi, \\ T_z &= \frac{R^2 \cdot H}{2\mu_0} \int_0^{2\pi} B_r B_t d\varphi, \end{aligned} \quad (2.34)$$

wobei B_r und B_t von φ abhängen.

Die Komponenten des Luftspaltfelds

$$B_k(\varphi) \approx \sum_{i=1}^N \hat{B}_{k,(i)} \cos(i\varphi + \phi_{k,(i)}), \quad k \in [r, t], \quad (2.35)$$

lassen sich als Summe ihrer N Raumharmonischen schreiben. Eine Raumharmonische der Ordnung $(i) = (p)$ entspricht einem Feld mit Polpaarzahl p . Im Folgenden werden die Begriffe Raumharmonische der Ordnung (p) und Feld mit Polpaarzahl p gleichbedeutend verwendet, die Ordnung einer Harmonischen ist in Klammern angegeben. Die (i) -te Harmonische hat die Amplitude $\hat{B}_{k,(i)}$ und die Phase $\phi_{k,(i)}$. Der Index k steht für die radiale, $k = r$, oder die tangentielle Komponente, $k = t$.

Einsetzen der Harmonischen für B_r und B_t , cf. (2.35), in (2.34) führt zu

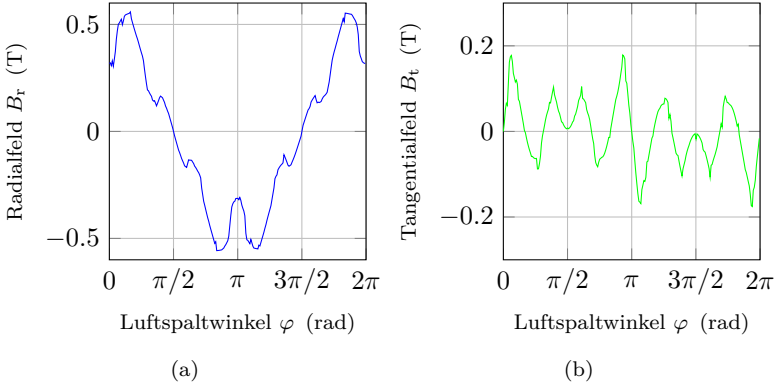


Abbildung 2.7: Normierte Radialfeldkomponente (a) und Tangentialfeldkomponente (b) im Luftspalt für einen Rotor mit Auslenkung $\Delta x = \Delta y = 0$ mm und Bestromung der Statorspulen $I_B = I_D = 0$ A.

langen und komplizierten Integrationen. Es ist jedoch möglich, intuitive Aussagen über den Einfluss der Raumharmonischen auf die Kraft- und Drehmomentbildung zu machen. Durch Ausmultiplizieren lässt sich der Ausdruck für die Radialkraft F_x , siehe (2.34), zu

$$\begin{aligned}
 F_x &\propto (B_r + B_t)^2 \cos(\varphi) - (2B_r B_t) \sin(\varphi) d\varphi \\
 &= \int_0^{2\pi} \underbrace{\left(\sum_{i=1}^N \hat{B}_{r,(i)} \cos(i\varphi + \phi_{r,(i)}) \right)^2}_{\mathbb{A}_1} \cos(\varphi) \\
 &\quad + \underbrace{(2B_r B_t + B_t^2) \cos(\varphi)}_{\mathbb{A}_2} - \underbrace{(2B_r B_t) \sin(\varphi)}_{\mathbb{A}_3} d\varphi
 \end{aligned} \tag{2.36}$$

umformen. Die Terme $\mathbb{A}_1, \mathbb{A}_2$ und $\mathbb{A}_3$ sind Produkte und Summen einzelner Raumharmonischen. Die Summe ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nur für den $\mathbb{A}_1$ -Term ausgeschrieben. Die Integration über die Raumharmonischen ist demzufolge eine Integration über die Summe und das Produkt einzelner Cosinusterme. Dies ermöglicht die Vereinfachung der Integrale wie im Folgenden am Beispiel des Terms $\mathbb{A}_1$ gezeigt wird.

Nach der Ausmultiplikation ist der Term $\mathbb{A}_1$ eine Summe der Form

$$\begin{aligned}
 \mathbb{A} = & \dots + \underbrace{\left[\hat{B}_{r,(p)} \cos(p\varphi + \phi_{r,(p)}) \right]^2}_{\mathbb{B}_1} \\
 & + 2 \underbrace{\hat{B}_{r,(p)} \cos(p\varphi + \phi_{r,(p)}) \cdot \hat{B}_{r,(p+1)} \cos((p+1)\varphi + \phi_{r,(p+1)})}_{\mathbb{B}_2} \\
 & + 2 \underbrace{\hat{B}_{r,(p)} \cos(p\varphi + \phi_{r,(p)}) \cdot \hat{B}_{r,(p+2)} \cos((p+2)\varphi + \phi_{r,(p+2)})}_{\mathbb{B}_3} \\
 & + \dots,
 \end{aligned} \tag{2.37}$$

wobei $(p) > 0$ irgendeine Raumharmonische ist. Für die Integration der Teilstücke gilt

$$\begin{aligned}
 \int_0^{2\pi} \mathbb{B}_1 \cos(\varphi) d\varphi &= 0, \\
 \int_0^{2\pi} \mathbb{B}_2 \cos(\varphi) d\varphi &= \frac{\pi}{2} \hat{B}_{r,(p)} \hat{B}_{r,(p+1)} \cos(\phi_{r,(p)} - \phi_{r,(p+1)}), \\
 \int_0^{2\pi} \mathbb{B}_3 \cos(\varphi) d\varphi &= 0,
 \end{aligned} \tag{2.38}$$

Die Herleitung von (2.38) ist in Anhang A zu finden. Eine ähnliche Herleitung ist für die Terme $\mathbb{A}_2$ und $\mathbb{A}_3$ in (2.36) sowie für die Kraft F_y in (2.34) möglich. Darauf wird hier aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet. Eine Kraft in radialer Richtung tritt nur dann auf, wenn die Amplituden zweier aufeinanderfolgender Raumharmonischer nicht Null sind. Um eine Kraft auf einen Rotor mit Polpaarzahl p auszuüben, ist demzufolge ein Lagerfeld mit Polpaarzahl $p \pm 1$ notwendig. Der Ansatz der Herleitung der Bedingungen für die Erzeugung eines Drehmoments ist ebenfalls in Anhang A notiert. Das Drehmoment hängt nur von den radialen und tangentialen Komponenten der Raumharmonischen gleicher Ordnung ab. Das Drehmoment, welches aufgrund der Harmonischen p gebildet wird, ist maximal, falls für die Phasen der Komponenten

$$|\phi_{r,(p)} - \phi_{t,(p)}| = n \cdot \pi, \quad n \in \mathbb{Z} \tag{2.39}$$

gilt.

Die Raumharmonischen des Luftspaltfelds können aufgeteilt werden in die Komponenten des Rotorfelds $\hat{B}_{k,(i),0}$, $\phi_{k,(i),0}$ und die Komponenten welche aufgrund der radialen Rotorauslenkung $\hat{B}_{k,(i),\Delta}$, $\phi_{k,(i),\Delta}$, der Lagerströme $\hat{B}_{k,(i),B}$, $\phi_{k,(i),B}$, sowie der Antriebsströme $\hat{B}_{k,(i),D}$, $\phi_{k,(i),D}$ auftreten. Für die Amplituden gilt

$$\begin{aligned} \hat{B}_{k,(i)} &= \hat{B}_{k,(i),0} + \hat{B}_{k,(i),\Delta}(\Delta x, \Delta y) \\ &+ \hat{B}_{k,(i),B}(\mathbf{I}_B) + \hat{B}_{k,(i),D}(\mathbf{I}_D), \quad k \in [r, t]. \end{aligned} \quad (2.40)$$

Für die Phasen gilt

$$\begin{aligned} \phi_{k,(i)} &= \phi_{k,(i),0}(\theta) + \phi_{k,(i),\Delta}(\theta, \angle(\Delta x, \Delta y)) \\ &+ \phi_{k,(i),B}(\theta, \angle(\mathbf{I}_B)) + \phi_{k,(i),D}(\theta, \angle(\mathbf{I}_D)), \quad k \in [r, t]. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Diese Superposition ist gültig, solange die Sättigung des Statoreisens vernachlässigbar ist.

Abbildung 2.7 zeigt die Komponenten des Rotorfelds im Luftspalt $B_{r,0}$ und $B_{t,0}$. Das Luftspaltfeld entspricht dem Rotorfeld solange gilt: Auslenkung $\Delta x = \Delta y = 0$ mm und Statorströme $\mathbf{I}_B = \mathbf{I}_D = 0$ A. Die Amplituden der Harmonischen sind in Abb. 2.8 dargestellt. Im Folgenden werden die Amplituden der radialen und der tangentialen Raumharmonischen auf die Amplitude der radialen Komponente der Grundharmonischen des Rotorfelds $\hat{B}_{r,(1),0}$ normiert. Das Rotorfeld lässt sich in guter Näherung als Summe der radialen und tangentialen Komponenten der drei Raumharmonischen mit den Ordnungen (1), (5) und (7) schreiben. Die Amplituden der tangentialen Komponenten des Luftspaltfelds sind deutlich kleiner als die Amplituden der radialen Komponenten. Aus der Formel für die Drehmomentberechnung, siehe (2.34), ist ersichtlich, dass die tangentialen Komponenten trotzdem nicht vernachlässigt werden dürfen. Die fünften und siebten Harmonischen treten aufgrund der sechs Zähne auf und können verwendet werden, um parasitäre Effekte wie Nutrauten zu erklären.

Tabelle 2.1 listet die Amplituden und die Phasenlage der dominanten Raumharmonischen des Rotorfelds auf. Die Phasenlage ist vom Rotorwinkel θ abhängig. Das Rotorfeld führt aufgrund der Symmetrie zu keinen radialen Kräften F_x und F_y .

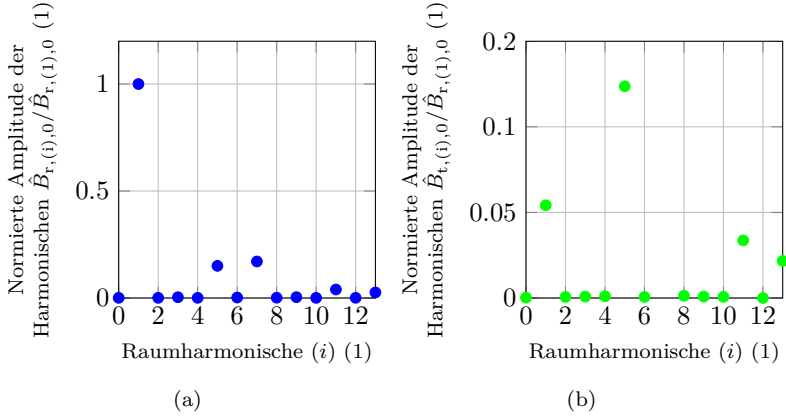


Abbildung 2.8: Normierte Amplituden der Raumharmonischen des Luftspaltfelds ohne Auslenkung und Bestromung, radiale Komponente (a) und tangential Komponente (b).

Tabelle 2.1: Normierte Amplitude und Phasenlage der dominanten Raumharmonischen des Rotorfelds.

Harmonische	Amplitude	Phasenlage
(1)	$\hat{B}_{r,(1),0}/\hat{B}_{r,(1),0} = 1$	$\phi_{r,(1),0} = -\theta$
	$\hat{B}_{t,(1),0}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0533$	$\phi_{t,(1),0} = -\theta - \pi/2$
(5)	$\hat{B}_{r,(5),0}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.1499$	$\phi_{r,(5),0} = +\theta - \pi$
	$\hat{B}_{t,(5),0}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.1232$	$\phi_{t,(5),0} = +\theta - \pi/2$
(7)	$\hat{B}_{r,(7),0}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.1704$	$\phi_{r,(7),0} = -\theta + \pi$
	$\hat{B}_{t,(7),0}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.1561$	$\phi_{t,(7),0} = -\theta - \pi/2$

2.3.3 Lagerkraft Erzeugung

Die am Rotor angreifende, radiale Kraft ist

$$\mathbf{F}_R = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \mathbf{F}_B + \mathbf{F}_\Delta + \mathbf{F}_\delta. \quad (2.42)$$

Die Komponenten F_x und F_y sind in (2.34) definiert. Die Lagerkraft $\mathbf{F}_B$ aufgrund der Lagerströme $\mathbf{I}_B$ kompensiert Kräfte aufgrund von radialer

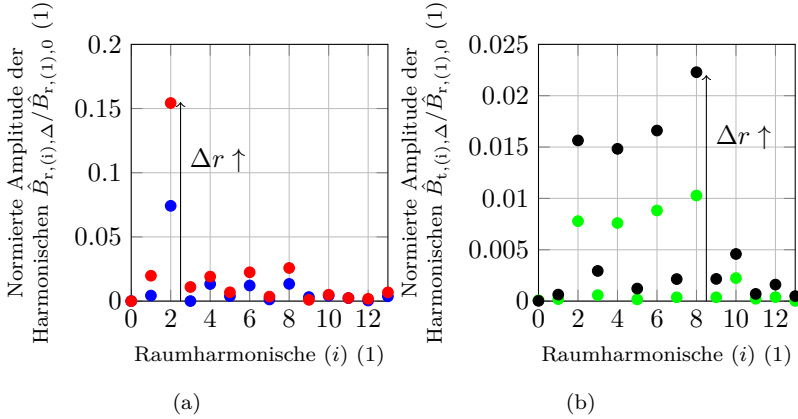


Abbildung 2.9: Normierte Amplituden der Raumharmonischen des Luftspaltfelds für zwei verschiedene radiale Auslenkungen ($|\Delta r| = 1/8 \cdot r_R$ und $|\Delta r| = 1/4 \cdot r_R$), radiale Komponente (a) und tangentielle Komponente (b).

Auslenkung $\mathbf{F}_\Delta$, und Störkräfte $\mathbf{F}_\delta$. Die Störkräfte können zum Beispiel hydraulische Kräfte sein. Die Radialkraft aufgrund der Auslenkung ist in (2.22) beschrieben. Der Vollständigkeit halber sei hier noch der Einfluss einer radialen Auslenkung auf das Luftspaltfeld erwähnt.

In Abb. 2.9 sind die Amplituden der Raumharmonischen $B_{k(i),\Delta}$, welche bei verschiedenen radialen Auslenkungen Δr auftreten, dargestellt. Im Vergleich mit Abb. 2.8 zeigt sich, dass der Einfluss einer radialen Auslenkung in guter Näherung auf die Radialkomponenten der Harmonischen mit der Ordnung (2) und die tangentialen Komponenten der Harmonischen mit der Ordnung (2),(4), (6) und (8) beschränkt ist.

Die dominanten Raumharmonischen des Lagerfelds $B_{k(i),B}$, welche aufgrund eines Lagerstroms $\mathbf{I}_B$ im Luftspalt auftreten sind von der Ordnung (2), (4), (8) und (10).

Die zweite Raumharmonische, welche aufgrund der radialen Auslenkung, bzw. der Bestromung der Statorspulen mit einem Lagerstrom auftritt, ist zusammen mit der ersten Harmonischen des Rotorfelds die dominante Komponente der radialen Kraft, siehe (2.38). Die zweite Harmonische des Lagerfelds wird durch die Verrechnung der Ströme, cf. (2.4), erreicht. Die vierte, sechste und achte Harmonische des Auslenkungs-, bzw.

Tabelle 2.2: Die dominanten Raumharmonischen des Auslenkungsfelds und des Lagerfelds.

Harm.	Amplitude	Phasenlage
(2)	$\hat{B}_{r,(2),\Delta}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.013/\text{mm}$	$\phi_{r,(2),\Delta} = -\theta - \angle(\Delta \mathbf{r})$
	$\hat{B}_{t,(2),\Delta}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.077/\text{mm}$	$\phi_{t,(2),\Delta} = -\theta - \angle(\Delta \mathbf{r}) - \pi/2$
(4)	$\hat{B}_{t,(4),\Delta}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.077/\text{mm}$	$\phi_{t,(4),\Delta} = +\theta + \angle(\Delta \mathbf{r}) - \pi/2$
(6)	$\hat{B}_{t,(6),\Delta}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.077/\text{mm}$	$\phi_{t,(6),\Delta} = -\pi/2$
(8)	$\hat{B}_{t,(8),\Delta}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.093/\text{mm}$	$\phi_{t,(8),\Delta} = -\theta - \angle(\Delta \mathbf{r}) - \pi/2$
(2)	$\hat{B}_{r,(2),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0267/\text{A}$	$\phi_{r,(2),B} = -\angle(\mathbf{I}_B)$
	$\hat{B}_{t,(2),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0226/\text{A}$	$\phi_{t,(2),B} = -\angle(\mathbf{I}_B) + \pi/2$
(4)	$\hat{B}_{r,(4),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0226/\text{A}$	$\phi_{r,(4),B} = -\angle(\mathbf{I}_B) + \pi$
	$\hat{B}_{t,(4),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0209/\text{A}$	$\phi_{t,(4),B} = -\angle(\mathbf{I}_B) - \pi/2$
(8)	$\hat{B}_{r,(8),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0060/\text{A}$	$\phi_{r,(8),B} = -\angle(\mathbf{I}_B)$
	$\hat{B}_{t,(8),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0048/\text{A}$	$\phi_{t,(8),B} = -\angle(\mathbf{I}_B) + \pi/2$
(10)	$\hat{B}_{r,(10),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0043/\text{A}$	$\phi_{r,(10),B} = -\angle(\mathbf{I}_B) + \pi$
	$\hat{B}_{t,(10),B}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0037/\text{A}$	$\phi_{t,(10),B} = -\angle(\mathbf{I}_B) - \pi/2$

Lagerfelds führen zusammen mit der fünften und siebten Harmonischen des Rotorfelds zu weit kleineren Kräften. Der Einfluss der Harmonischen höherer Ordnung auf die Kraftbildung wird vernachlässigt. Die dominanten Harmonischen des Auslenkungs- und des Lagerfelds sind in Tab. 2.2 aufgelistet.

Linearisiert kann die Radialkraftbildung mit der aktiven Radialkraftkonstante $c_{r,a}$ beschrieben werden. Für die Lagerkraft gilt

$$\mathbf{F}_B = c_{r,a} \cdot \mathbf{I}_B. \quad (2.43)$$

2.3.4 Drehmomentbildung

Das Drehmoment T_z , cf. (2.34), welches auf den Rotor wirkt, entsteht durch die Wechselwirkung des Rotor- und des Antriebsfelds. Das Antriebsfeld hat die gleiche Polpaarzahl wie das Rotorfeld und ist idealerweise um den Winkel $\pi/2$ rad vor- oder nachteilend [38, 50]. Da die dominante Harmonische des Rotorfelds erster Ordnung ist, wird ein Antriebsfeld mit Polpaarzahl eins erzeugt. Aufgrund der Zahnung des Rotors kommt es zu einer Verzerrung der Radial- und Tangentialkomponenten des Antriebs-

Tabelle 2.3: Die dominanten Raumharmonischen des Antriebsfelds.

Harm.	Amplitude	Phasenlage
(1)	$\hat{B}_{r,(1),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0196/\text{mm}$	$\phi_{r,(1),D} = \angle(\mathbf{I}_D) - \pi/2$
	$\hat{B}_{t,(1),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0081/\text{mm}$	$\phi_{t,(1),D} = \angle(\mathbf{I}_D)$
(5)	$\hat{B}_{r,(5),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0135/\text{mm}$	$\phi_{r,(5),D} = \angle(\mathbf{I}_D) - \pi/2$
	$\hat{B}_{t,(5),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0063/\text{mm}$	$\phi_{t,(5),D} = \angle(\mathbf{I}_D)$
(7)	$\hat{B}_{r,(7),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0043/\text{mm}$	$\phi_{r,(7),D} = \angle(\mathbf{I}_D) - \pi/2$
	$\hat{B}_{t,(7),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0015/\text{mm}$	$\phi_{t,(7),D} = \angle(\mathbf{I}_D)$
(11)	$\hat{B}_{r,(11),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0024/\text{mm}$	$\phi_{r,(11),D} = \angle(\mathbf{I}_D) - \pi/2$
	$\hat{B}_{t,(11),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0010/\text{mm}$	$\phi_{t,(11),D} = \angle(\mathbf{I}_D)$
(13)	$\hat{B}_{r,(13),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0020/\text{mm}$	$\phi_{r,(13),D} = \angle(\mathbf{I}_D) + \pi/2$
	$\hat{B}_{t,(13),D}/\hat{B}_{r,(1),0} = 0.0009/\text{mm}$	$\phi_{t,(11),D} = \angle(\mathbf{I}_D) - \pi$

felds durch eine fünfte, siebte, elfte und dreizehnte Harmonische. Die dominanten Harmonischen sind in Tab. 2.3 aufgelistet.

Linearisiert kann die Drehkraftherzeugung mit der Drehmomentkonstante c_t beschrieben werden. Für das Drehmoment gilt

$$T_z = c_t \cdot I_{D,q}. \quad (2.44)$$

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass im Betrieb mit einem ausgelenkten Rotor parasitäre Kräfte aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den Harmonischen des Antriebsfelds und den Harmonischen des Auslenkungsfelds auftreten. Des Weiteren führen die Harmonischen des Auslenkungsfelds und die Harmonischen des Rotorfelds zu einer Drehmomentbildung. So führen die Komponenten des Auslenkungsfelds mit Polpaarzahl $p = 2$ und die Komponente des Antriebsfelds mit Polpaarzahl $p = 1$ zu einer Radialkraftbildung. Eine Drehmomentbildung tritt durch die Harmonischen des Auslenkungsfelds und des Lagerfelds mit der Polpaarzahl $p = 2$ auf. Der Rotor richtet sich immer so aus, dass die Magnetisierungsrichtung in Richtung der Auslenkung zeigt. Der Einfluss der parasitären Kraft- und Drehmomentbildung ist vergleichsweise klein und wird im Folgenden nicht weiter beachtet.

2.4 Zusammenfassung

Die Hochtemperaturpumpe basiert auf einem lagerlosen Scheibenläufermotor. Der einpolpaarige Rotor des Motors ist magnetisch gelagert und in drei Freiheitsgraden passiv stabil. Die passive Stabilität liegt in der Geometrie des Stators und des Rotors begründet. Die anderen drei Freiheitsgrade werden aktiv geregelt. Die Regelung basiert auf kaskadierten Reglern welche die Lager- und Antriebsströme mittels eines zweistufigen Umrichters in die sechs Phasen der Maschine einprägen. Die Polpaarzahlen von $p = 2$ für das Lagerfeld und $p = 1$ des Antriebsfelds werden durch die Addition der Ströme in den kombinierten Lager- und Antriebswicklungen erreicht. Die Modellierung der Kraftbildung durch die Integration der Raumharmonischen über eine geschlossene Kurve bildet die Grundlage für die Entwicklung eines neuartigen Beobachters, siehe Kapitel 6.1.4.

Kapitel 3

Problematik bei hoher Temperatur

Die Wandlung von elektrischer in hydraulische Energie in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe ist verlustbehaftet. Die Verluste führen zu einer Erwärmung der Bauteile. Aufgrund der kompakten Bauweise der Pumpe mit direkt in den lagerlosen Motor integrierten hydraulischen Elementen, siehe Abb. 2.1, sind die Temperaturen im Motor gut an die Temperatur des Fluids gekoppelt. Während dieser Umstand bei tiefen Fluidtemperaturen zur Abführung der internen Energiewandlungsverluste und damit zur Kühlung genutzt werden kann, führt er im Falle der Hochtemperaturpumpe zu einer zusätzlichen Erwärmung der Bauelemente. Die hohen, internen Temperaturen führen zu einer Veränderung des Betriebsverhaltens und der Effizienz der Energiewandlung in der Pumpe.

Die Analyse der Temperaturverteilung in der Maschine wird in Kapitel 4 näher beschrieben. In diesem Kapitel werden die Einflüsse hoher Temperaturen auf das Betriebsverhalten der Maschine untersucht.

Der Rotor, bestehend aus Impeller und Magnet, ist komplett vom Fluid umspült. Für die Magnettemperatur ϑ_M gilt demzufolge

$$\vartheta_M \geq \vartheta_F. \quad (3.1)$$

Sofern im Magnet keine Verluste wie z.B. Wirbelstromverluste auftreten, ist die Magnettemperatur gleich der Fluidtemperatur ϑ_F . Im Betrieb sind demzufolge Temperaturen von $\vartheta_M = 250^\circ\text{C}$ und mehr zu erwarten. Dies hat einen Einfluss auf die Wahl des Rotormaterials. Im lagerlosen Scheibenläufermotor ist ein Rotormaterial mit möglichst hohem Energieprodukt vorteilhaft, da dies einen positiven Einfluss auf die passiven

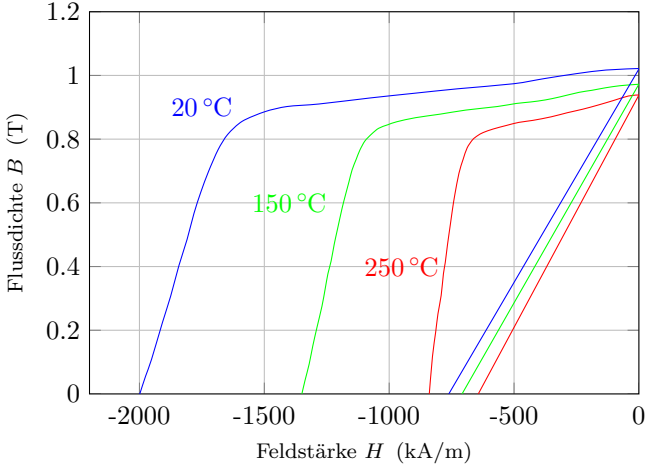


Abbildung 3.1: Entmagnetisierungskurve von $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ bei verschiedenen Einsatz-temperaturen.

Steifigkeiten und die Drehmomentbildung hat. Neodym-Eisen-Bor (Nd-FeB) Seltenerd-magnete bieten die höchsten Energiedichten, sind aber auf Einsatztemperaturen unter 230°C begrenzt [51, 52]. Für Temperaturen von über 230°C sind Samarium-Kobalt (SmCo) Magnete [53] aufgrund ihres hohen Energieprodukts am besten geeignet.

Für den Rotormagneten in der Hochtemperaturpumpe wird ein $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ Magnet verwendet. In Abb. 3.1 ist die temperaturabhängige Entmagnetisierungskurve für diesen Magneten dargestellt. Die Remanenzflussdichte B_r sowie die Koerzitivfeldstärken H_{cJ} und H_{cB} sind Tab. 3.1 aufgelistet [54]. Eine Erhöhung der Magnettemperatur führt zu einer Abnahme der Remanenzflussdichte und somit zu einer Verringerung der Amplitude des Rotorfelds (2.40) im Luftspalt. Die relative Permeabilität des Statoreisens ist ebenfalls temperaturabhängig. Da die erwarteten Betriebstemperaturen weit unter der Curietemperatur des Elektroblechs ($\vartheta_{\text{Curie,EB}} \geq 700^\circ\text{C}$) liegen ist dieser Effekt vernachlässigbar [55]. Es wird angenommen, dass eine Veränderung der Temperatur des Elektroblechs keinen signifikanten Einfluss auf die Amplituden des Luftspaltfelds hat.

Die Veränderung des Rotorfelds führt zu einer Veränderung der Kraftbildung. Die passiven (2.25) und die aktiven Kraftkonstanten (2.44),

Tabelle 3.1: Eigenschaften von $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ Magnetmaterial.

		20 °C	150 °C	250 °C
Remanenzflussdichte	B_R	1.02 T	0.97 T	0.93 T
Koerzitivfeldstärke	H_{cB}	738 kA/m	702 kA/m	673 kA/m
intrinsische Koerz. Feldst.	H_{cJ}	2000 kA/m	1350 kA/m	850 kA/m
relative Permeabilität	μ_r	1.1		
Energieprodukt bei 20 °C	BH	191 kJ/m ³		
Einsatztemperatur	$\vartheta_{\max}$	350 °C		

(2.43) nehmen ab. Dies hat einen Einfluss auf die Arbeitspunkte bei welchen die Maschine betrieben werden kann sowie auf die Verluste in der Maschine.

3.1 Temperaturabhängigkeit der passiven Steifigkeiten im lagerlosen Motor

Abbildung 3.2 zeigt die axiale oder die radiale Kraft welche auf den Rotor bei einer Auslenkung in axialer bzw. radialer Richtung wirkt. Die Auslenkungen sind auf die Magnethöhe h_M und die Luftspaltweite d_a normiert. Eine Verringerung der Flussdichte im Luftspalt führt zu einer Abnahme der Steifigkeiten im Motor.

Die axiale Steifigkeit hat einen Einfluss auf die hydraulischen Betriebspunkte, bei welchen die Pumpe betrieben werden kann. Bei radialen Pumpen kommt es aufgrund der asymmetrischen Strömung um das Flügelrad zu hydraulischen, axialen Kräften, auch Achsschub genannt, und zu radialen Kräften [56]. Die hydraulische Axialkraft $F_{z,\text{hyd}}$ ist abhängig von Differenzdruck und Durchfluss und wird üblicherweise experimentell bestimmt. Für die axiale Auslenkung Δz des Rotors muss im Betrieb gelten

$$\Delta z = \frac{F_{\text{hyd}}}{c_z} < \Delta z_{\text{Lim}}. \quad (3.2)$$

Die maximal zulässige axiale Auslenkung ist mit Δz_{Lim} bezeichnet und wird mit

$$F_z(\Delta z_{\text{Lim}}) < \max(F_z(\Delta z)) \quad (3.3)$$

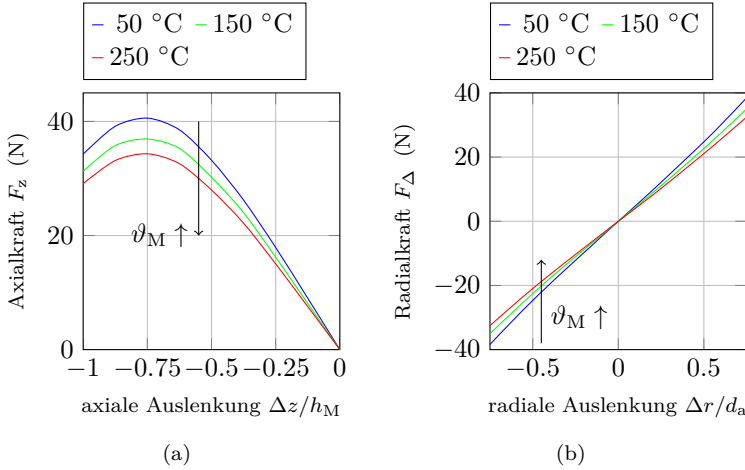


Abbildung 3.2: Rückstellende Kraft welche bei axialer Auslenkung $\Delta z/h_M$ auf den Rotor wirkt (a) destabilisierende radiale Kraft bei radialer Auslenkung $\Delta r/d_a$ (b) für verschiedene Magnettemperaturen ϑ_M . Die Auslenkungen sind auf die Magnethöhe h_M und die Luftspaltweite d_a normiert.

definiert, um ein Aufsetzen des Rotors im Pumpkopf zu vermeiden. Die Solldrehzahl wird begrenzt falls die axiale Auslenkung die maximal zulässige Auslenkung erreicht. Da die maximale Axialkraft bei einer Erwärmung des Magneten von Raumtemperatur auf 250 °C um circa 15 % abnimmt, verringert sich der maximale Durchfluss für eine gegebene Druckdifferenz im Vergleich zu einer Pumpe für tiefe Temperaturen. In Kapitel 8.2, Abbildung 8.4 sind Druck-Durchflusskurven für die lagerlose Hochtemperaturpumpe dargestellt. Die Limitierung durch die tiefere Axialsteifigkeit ist ersichtlich.

Die Radialkraft bei radialer Auslenkung nimmt bei höherer Temperatur ebenfalls ab. In Abb. 3.2(b) ist die Radialkraft F_r für die Auslenkung $\Delta r/d_a$ dargestellt. Die Auslenkung ist auf die magnetische Luftspaltweite d_a , den Abstand zwischen Statorzahnoberfläche und Magnet, normiert. Eine Abnahme der destabilisierenden, radialen Kraft ist vorteilhaft, da der Regleraufwand sinkt. Die passive radiale Kraftkonstante $c_{r,p}$, (2.23), nimmt um circa 15 % ab.

Die rückstellenden Momente bei einer Verkipfung nehmen ebenfalls

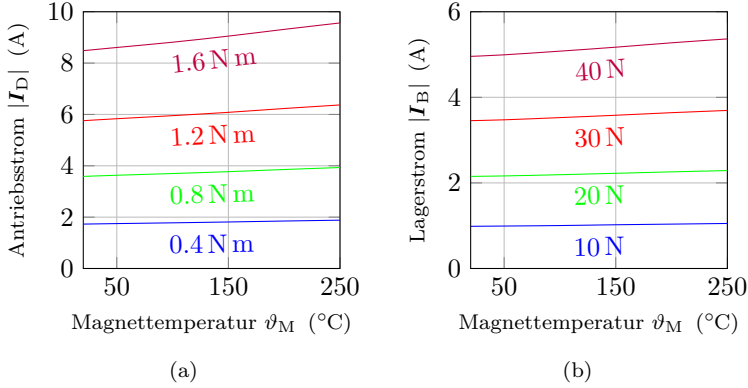


Abbildung 3.3: Amplitude des Antriebsstroms $|I_D|$ für konstante Drehmomente T_z über der Magnettemperatur ϑ_M (a) und Amplitude des Lagerstroms $|I_B|$ für konstante, radiale Lagerkräfte $|F_B|$ über der Magnettemperatur ϑ_M (b).

ab. Auf eine Darstellung der Momente wird verzichtet, die Abnahme der Drehmomentkonstante ist vergleichbar zur Abnahme der axialen und radialen Kraftkonstanten.

3.2 Temperatureinfluss auf die Drehmoment- und Lagerkraftbildung

Da angenommen wird, dass sich die relative Permeabilität des Eisens im Temperaturbereich 20 °C bis 250 °C nicht signifikant ändert, gilt für die Amplituden des Statorfelds

$$\hat{B}_k = \hat{B}_{k,0}(\vartheta_M) + \hat{B}_{k,B} + \hat{B}_{k,D}, \quad k \in [r, t]. \quad (3.4)$$

Die Amplituden sind in (2.40) definiert. Aufgrund der Abnahme der Rotorfeldamplitude nimmt die Drehmomentkonstante des Motors bei zunehmender Temperatur ab. Durch die Regelung wird der Antriebsstrom erhöht, um diesen Effekt zu kompensieren und die Solldrehzahl bei gegebener Last halten zu können.

In Abb. 3.3(a) sind die Amplituden des Antriebsstroms für Drehmomente von $T_z = 0.4 \text{ N m} - 1.6 \text{ N m}$ über der Rotortemperatur dargestellt.

Für kleine Drehmomente steigt der benötigte Antriebsstrom linear mit der Temperatur und liegt für $\vartheta_M = 250^\circ\text{C}$ circa 8.4 % höher als bei Raumtemperatur. Für Drehmomente über $T_z = 1.2\text{ Nm}$ steigt der benötigte Antriebsstrom stärker als linear, da eine teilweise magnetische Sättigung des Stator Eisens auftritt. Der Einfluss der steigenden Antriebsströme auf die Motorverluste ist in Kapitel 3.4 beschrieben.

In Abb. 3.3(b) sind die Amplituden des Lagerstroms für Radialkräfte von $|\mathbf{F}_B| = 10\text{ N} - 40\text{ N}$ über der Rotortemperatur dargestellt. Der Lagerstrom, welcher für eine konstante Kraft benötigt wird, steigt mit circa 6 % bei $|\mathbf{F}_B| = 10\text{ N}|$ bis 8 % bei $|\mathbf{F}_B| = 40\text{ N}|$.

Die aktive Kraftbildung ist weniger stark temperaturabhängig als die passive, destabilisierende Radialkraftbildung. Bei erhöhter Temperatur können Radialkräfte aufgrund von Auslenkungen mit kleineren Lagerströmen kompensiert werden.

3.3 Auswirkungen auf die Stabilität des Radiallagers

Aus der Temperaturabhängigkeit der passiven und der aktiven Kraftkonstanten lassen sich Bedingungen für die Auslegung der radialen Positionsregler ableiten. Die folgende Herleitung basiert auf den Annahmen:

- A1 Der Rotorwinkel θ ist bekannt.
- A2 Die radiale Position Δx ist bekannt bzw. die Sensoren haben eine Übertragungsfunktion von 1.
- A3 Die Stromregler haben eine Übertragungsfunktion von 1.
- A4 Eine bleibende Abweichung der Rotorposition Δx von der Sollposition Δx^* ist zulässig.

Annahme A1 erlaubt die Vernachlässigung der Kopplungen zwischen der x - und der y -Achse der Lageregelung. Nur die Regelung in x -Richtung wird betrachtet. Basierend auf den Annahmen A2 und A3 kann das vereinfachte Blockschaltbild in Abb. 3.4(a) aufgestellt werden. Die x -Position ist mit Δx , die Referenzposition mit Δx^* , die aktive Kraftkonstante mit $c_{r,a}$, die passive Kraftkonstante mit $c_{r,p}$, der Lagerstrom mit $I_{B,x}$, die radiale Störkraft mit F_δ und die Rotormasse mit m bezeichnet. Da eine bleibende Rotorpositionsabweichung tolerierbar ist, kann der Reg-

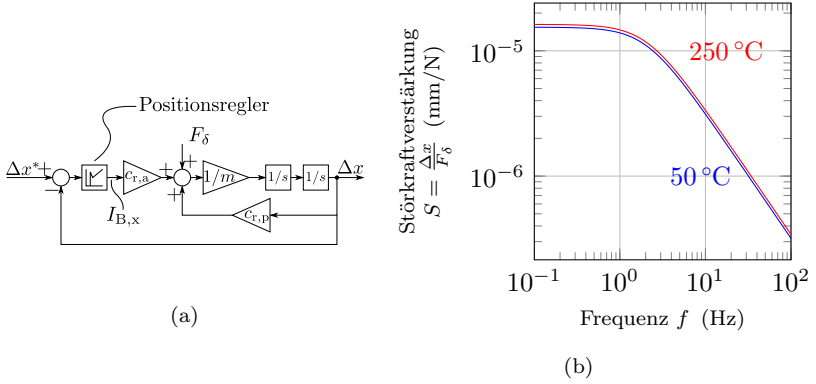


Abbildung 3.4: Blockschaltbild des eindimensionalen Lagereglers (a) und Einfluss der Temperatur auf die Sensitivität der Rotorposition auf radiale Störkräfte (b).

ler als PD -Regler ausgeführt werden. Dies vereinfacht die Formulierung der Übertragungsfunktionen. Die Übertragungsfunktion des Reglers im Laplacebereich ist

$$C = \frac{I_{B,x}}{(\Delta x^* - \Delta x)} = P + sD, \quad (3.5)$$

mit den Verstärkungsfaktoren P und D . Die Übertragungsfunktion S beschreibt die Beziehung zwischen der Störkraft F_δ und der Rotorposition Δx . Es gilt

$$S = \frac{\Delta x}{F_\delta} = \frac{m}{ms^2 + Dc_{r,a}s + Pc_{r,a} - c_{r,p}}. \quad (3.6)$$

Die Polstellen von S sind

$$s_{1,2} = \frac{-Dc_{r,a} \pm \sqrt{D^2c_{r,a}^2 - 4m(Pc_{r,a} - c_{r,p})}}{2m}. \quad (3.7)$$

Das System ist nur dann stabil gegen radiale Störkräfte falls die Polstellen in der linken Halbebene liegen. Dies bedingt, dass

$$Pc_{r,a} - c_{r,p} > 0 \Rightarrow P > c_{r,p}/c_{r,a} \quad (3.8)$$

gilt. Gleichung 3.8 ist somit Bedingung für die Reglerauslegung. Der D -

Anteil kann nicht genutzt werden um das System zu stabilisieren, dient jedoch zur Dämpfung von Schwingungen um die Referenzposition. Da die passive Kraftkonstante $c_{r,p}$ stärker abnimmt als die aktive Kraftkonstante $c_{r,a}$, ist ein Radiallager, welches bei Raumtemperatur ausgelegt wurde, auch bei hohen Magnettemperaturen stabil. Der Amplitudengang der Übertragungsfunktion S ist in Abb. 3.4(b) dargestellt. Die Temperatur hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Unterdrückung von radialen Störkräften. Die Auslegung der Positionsregler erfolgt aus diesem Grund bei Raumtemperatur und muss, sofern die Annahmen A1-A4 gültig bleiben, für den Betrieb bei hoher Temperatur nicht angepasst werden.

3.4 Temperaturabhängige Verluste

Die internen Motorverluste führen zu einer zusätzlichen Erwärmung der Motorkomponenten. Die Verluste im Stator lassen sich in Eisenverluste in den Statorzähnen und im Rückschluss sowie Kupferverluste in den Statorspulen unterteilen. Beide Verlustmechanismen sind aufgrund der Änderung der magnetischen Leitfähigkeit des Eisens und der elektrischen Leitfähigkeit des Kupfers temperaturabhängig. Die Verluste sind des Weiteren von den Antriebs- und Lagerströmen abhängig, welche aufgrund der Regelung abhängig von der Rotortemperatur sind. Im Folgenden wird angenommen, dass die Amplitude der Antriebsströme grösser ist, als die Amplitude der Lagerströme und letztere vernachlässigt werden können.

Es wurden verschiedene Pumpköpfe für den Einsatz in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe evaluiert, siehe Kapitel 7.4.1. Die beste mechanische Festigkeit wurde mit einem Pumpkopf aus Edelstahl erreicht. Aufgrund der Rotor- und Antriebsfelder kommt es im elektrisch leitfähigen Edelstahl des Pumpkopfs allerdings zu drehzahl- und temperaturabhängigen Wirbelstromverlusten welche im Folgenden als Pumpkopfverluste bezeichnet werden.

3.4.1 Kupferverluste

Die Kupferverluste in den Statorspulen $L_1 - L_6$ sind abhängig von den Statorströmen $i_1 - i_6$. Der Strom i ist abhängig von den Lager- und Antriebsströmen, cf. (2.4), welche, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, temperaturabhängig sind.

Jede Spule besteht aus N Windungen. Die Temperatur in der Spule ist nicht homogen verteilt. Windungen welche innen, in der Nähe des Statoreisens liegen, sind in der Regel wärmer als Windungen, welche außen in der Nähe des Gehäuses liegen. Windungen welche in der Nähe des Prozessfluids liegen sind üblicherweise ebenfalls wärmer als Windungen in der Nähe des Eisenrückschlusses. Die Temperatur der k -ten Windung mit Länge l_k wird mit $\vartheta_{\text{Cu},k}$ bezeichnet. Der Querschnitt wird mit A_{Cu} für alle Windungen gleich angenommen. Die Kupferverluste in der i -ten Spule sind

$$P_{\text{Cu},i} = \sum_{k=1}^N i_i^2 (\vartheta_{\text{M}}) \left(\frac{l_k}{A_{\text{Cu}}} \right) \rho_{\text{Cu,RT}} (1 + \alpha_{\text{Cu}} (\vartheta_{\text{Cu},k} - \vartheta_{\text{RT}})). \quad (3.9)$$

Die Raumtemperatur wird mit ϑ_{RT} , der spezifische Widerstand von Kupfer mit $\rho_{\text{Cu,RT}}$ und der Temperaturkoeffizient des Widerstands mit α_{Cu} bezeichnet. Aufgrund des Zusammenhangs zwischen den Verlusten und der Temperatur in einer Windung, werden die Kupferverluste im thermischen Modell iterativ berechnet. Der Wärmetransport zwischen den Wicklungen der Statorspulen ist in Kapitel 4.2.1 erklärt.

In Abb. 3.5 ist die Temperaturverteilung in einer Statorspule der unvergossenen Pumpe für einen Antriebsstrom $I_{\text{D,q}} = 10 \text{ A}$, $I_{\text{D,d}} = 0 \text{ A}$, einen Lagerstrom $I_{\text{B}} = 0 \text{ A}$ und eine Fluidtemperatur $\vartheta_{\text{F}} = 250^\circ \text{C}$ dargestellt. Die Abbildung zeigt, dass die Temperaturen und damit die Verluste pro Windung nicht homogen sind.

Die gesamten Kupferverluste in der Maschine sind

$$P_{\text{Cu}} = \sum_{i=1}^6 P_{\text{Cu},i}. \quad (3.10)$$

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit des elektrischen Widerstands der Spulen und der geregelten Antriebsströme steigen die Kupferverluste in der Maschine für einen gegebenen Betriebspunkt näherungsweise mit

$$P_{\text{Cu}} \propto \vartheta_{\text{F}}^2, \quad (3.11)$$

sofern das Lastmoment konstant bleibt.

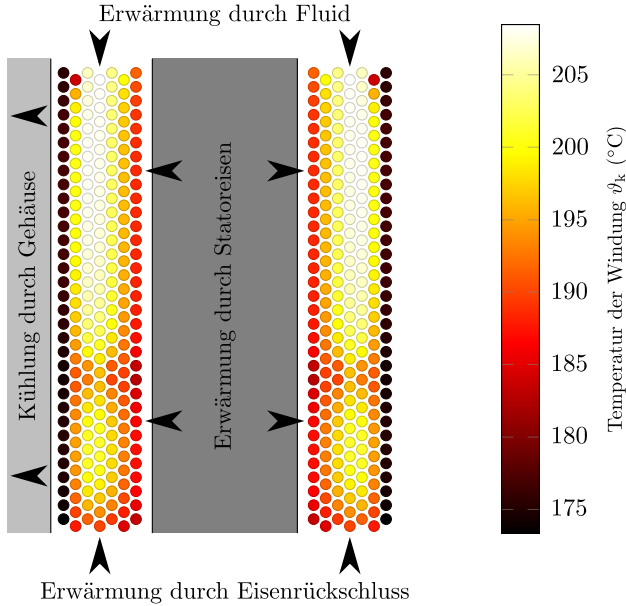


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung einer Antriebsspule mit Temperaturverteilung in der Spule.

3.4.2 Eisenverluste

Für Drehzahlen $n > 0$ U/min führen die Magnetisierung des Rotormagneten und die bestromten Statorspulen zu einem Wechselfeld im Statoreisen, welches Verluste generiert. Das Statoreisen besteht aus sechs Zähnen und dem Eisenrückschluss. Der Aufbau des Motors ist in Kapitel 2 beschrieben und in Abb. 2.1 dargestellt. Es wird angenommen, dass der Rotor in seiner Ruheposition (2.2) schwebt und dass die Antriebsströme in allen Phasen gleich sind. Die magnetische Flussdichte in den Zähnen ist abhängig von der Magnetisierung des Rotors und der Bestromung der Antriebsspulen. Die Verluste im Eisen,

$$P_{\text{Fe}} = P_{\text{Fe,H}} + P_{\text{Fe,E}}, \quad (3.12)$$

setzen sich aus Hystereseverlusten $P_{\text{Fe,H}}$ und Wirbelstromverlusten $P_{\text{Fe,E}}$ zusammen [57–59]. Für die Berechnung der Eisenverluste wird das Stator-

Tabelle 3.2: Durch Ausgleichsrechnung aus Verlustmessungen bestimmte Steinmetzparameter für die Verlustberechnung im Statoreisen.

Parameter	Wert
α_{Fe}	$5.6 \cdot 10^{-3} / \text{K}$
α_{E}	2
α_{H}	1
β_{E}	2.15
β_{H}	1.64
$c_{\text{E,RT}}$	$936.86 \text{ W/kgHz}^2 \text{T}^{2.15}$
c_{H}	$18.26 \cdot 10^{-3} \text{ W/kgHz}^2 \text{T}^{1.64}$

reisen in N Teilvolumina mit näherungsweise konstanter Flussdichteamplitude unterteilt. Die Gesamteisenverluste sind die Summe der Verluste in den Teilvolumina. Es gelten folgende empirische Näherungen

$$\begin{aligned}
 P_{\text{Fe,E}} &= \sum_{i=1}^N c_{\text{E}} (\vartheta_{\text{Fe,i}}) \cdot f^{\alpha_{\text{E}}} \cdot \hat{B}_i (\mathbf{I}_{\text{D}}, \vartheta_{\text{M}}, \vartheta_{\text{Fe,i}})^{\beta_{\text{E}}} \cdot m_{\text{Fe,i}}, \\
 P_{\text{Fe,H}} &= \sum_{i=1}^N c_{\text{H}} \cdot f^{\alpha_{\text{H}}} \cdot \hat{B}_i (\mathbf{I}_{\text{D}}, \vartheta_{\text{M}}, \vartheta_{\text{Fe,i}})^{\beta_{\text{H}}} \cdot m_{\text{Fe,i}},
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

mit den Steinmetzparametern c_{E} , c_{H} , α_{E} , α_{H} , β_{E} , β_{H} , der Frequenz f , der Amplitude der Flussdichte $\hat{B}_i$, dem Antriebsstrom $\mathbf{I}_{\text{D}}$, der Magnettemperatur ϑ_{M} sowie der Masse m_{Fe} und der Temperatur des Eisens $\vartheta_{\text{Fe,i}}$. Der Parameter

$$c_{\text{E}} (\vartheta) = \frac{c_{\text{E,RT}}}{1 + \alpha_{\text{Fe}} (\vartheta - \vartheta_{\text{RT}})} \tag{3.14}$$

ist von der Temperatur ϑ , dem Temperaturkoeffizient des elektrischen Widerstands des Eisenblechs α_{FE} und den Werten bei Raumtemperatur, mit dem Index $(\cdot)_{\text{RT}}$ bezeichnet, abhängig. Im Datenblatt des Elektroblechs *M330-35A* sind Verlustdaten aufgeführt [60]. Die Parameter der Steinmetzgleichung wurden für Flussdichteamplituden bis zu 1.8 T und Frequenzen bis zu 200 Hz mittels Ausgleichsrechnung aus den Verlustdaten bestimmt und sind in Tab. 3.2 aufgeführt.

In Abb. 3.6(a) ist die Amplitude der magnetischen Flussdichte im Eisenrückschluss über den Rotorwinkel θ ohne Bestromung und mit maximalem Antriebsstrom dargestellt. Das Feld ist in beiden Fällen in guter

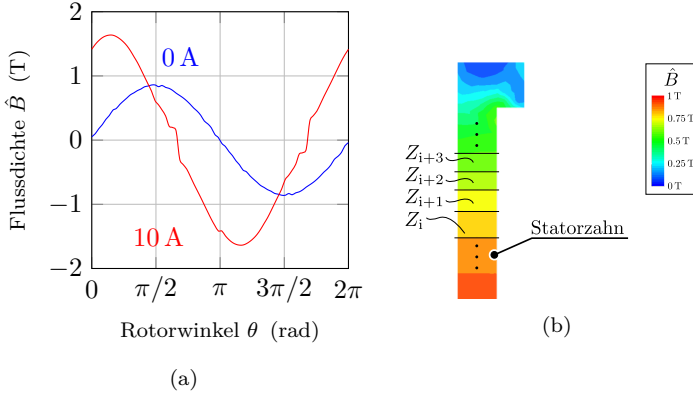


Abbildung 3.6: Amplitude der magnetischen Flussdichte $\hat{B}$ im Eisenrückschluss für eine volle Rotorumdrehung und Antriebsströme $|\mathbf{I}_D| = 0 \text{ A}$, $|\mathbf{I}_D| = 10 \text{ A}$ (a) sowie Flussdichten im Eisenzahn und Unterteilung in Volumina mit konstanter Amplitude der Flussdichte (b).

Näherung sinusoidal und weist keinen Gleichanteil auf, dies ermöglicht die Verwendung von (3.13) anstatt der allgemeinen Form [61].

Die Unterteilung des Statoreisens ist in Abb. 3.6(b) für den oberen Teil des Statorzahns bei einer Bestromung mit $\mathbf{I}_D = 0 \text{ A}$ illustriert. Aufgrund der magnetischen Sättigung bei grossen Antriebsströmen ist die Unterteilung abhängig von der Amplitude des Antriebsstroms.

In Abb. 3.7(a) sind die Eisenverluste bei einer Drehzahl von 6000 U/min für verschiedene Magnettemperaturen und konstantes Drehmoment dargestellt. Die Temperatur des Eisens wird mit dem thermischen Modell aus Kapitel 4.3 berechnet. Die Entmagnetisierung des Permanentmagneten führt zu einer Abnahme der Verluste aufgrund des Rotorfelds. Dieser Effekt wird teilweise durch die Zunahme der Statorfelder kompensiert. Zusätzlich nehmen die Wirbelstromverluste ab, da die Leitfähigkeit des Eisens bei Erhöhung der Temperatur abnimmt.

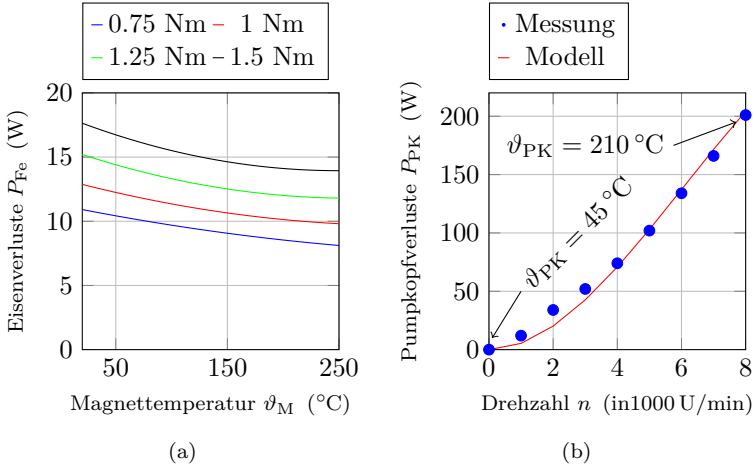


Abbildung 3.7: Eisenverluste bei einer Drehzahl von $n = 6000$ U/min für konstantes Drehmoment bei verschiedenen Magnettemperaturen ϑ_M (a) und Pumpkopfverluste über die Drehzahl n im Leerlauf an Luft (b).

3.4.3 Pumpkopfverluste

Der Teil des Pumpkopfs im Luftspalt kann als Rohr mit Radius r_{pk} und Dicke d_{pk} modelliert werden. Für die Wirbelstromverluste gilt

$$P_{PK} \propto r_{pk} d_{pk} \cdot \sigma_{PK}(\vartheta_{PK}) \cdot n^2 \cdot \hat{B}^2(\vartheta_M), \quad (3.15)$$

wobei σ_{PK} die elektrische Leitfähigkeit des Pumpkopfmateri- als, ϑ_{PK} die Temperatur des Pumpkopfs, n die Drehzahl des Motors, $\hat{B}$ der Spitzenwert der magnetischen Flussdichte in der Pumpkopfwand und ϑ_M die Temperatur des Rotors ist [62]. Die Pumpkopfverluste und damit das bremsende Moment nehmen mit steigender Temperatur ab. In Abb. 3.7(b) sind die Pumpkopfverluste einer lagerlosen Pumpe mit Edelstahlpumpkopf beim Betrieb an Luft, ohne Lastmoment, dargestellt. Die Temperatur des Pumpkopfs steigt aufgrund der Pumpkopfverluste um 165°C an, dies führt zu einer Reduktion des Leitwerts σ_{PK} . Aus diesem Grund steigen die Pumpkopfverluste nicht quadratisch mit der Drehzahl n .

3.5 Kühlung der Maschine

Es wurden drei verschiedene Ansätze untersucht, um Wärme aus der Pumpe ab- und der Umgebung zuzuführen. Das einfachste Kühlkonzept ist die passive Kühlung durch freie Konvektion. Der Temperaturunterschied zwischen der Gehäuseoberfläche und der Umgebungsluft führt zu einem Dichteunterschied und zu konvektivem Wärmetransport, siehe Kapitel 4.2.2.

Eine Verbesserung des Wärmetransports kann mit forcierter Konvektion erreicht werden. Ein Gebläse bewegt die Umgebungsluft am Gehäuse vorbei, sodass der Volumenstrom höher ist als bei passiver Kühlung. Eine dritte Option ist die Kühlung mit Wasser. Kühles Wasser wird in Rohren durch einen Kühlkörper in der Mitte der Pumpe geführt. Die Wärme wird vom Stator durch Wärmeleitung zum Kühlkörper geführt und mit dem Wasser abgeführt. Die forcierte Luft- und die Wasserkühlung werden als aktive Kühlung bezeichnet.

Aktive Kühlkonzepte können in der Regel mehr Wärme abführen als passive. Nachteile aktiver Konzepte sind der erhöhte konstruktive Aufwand sowie die Anforderungen an die Bereitstellung der Kühlmedien, Luft oder Wasser, sowie die benötigte Leistung zur Förderung dieser Medien. Eine Wasserkühlung benötigt neben einer Wasserpumpe noch einen Wärmetauscher, um das Kühlwasser nach dem Durchlauf durch die lagerlose Hochtemperaturpumpe wieder abzukühlen.

Aufgrund der oben genannten Einschränkungen und Anforderungen an aktive Kühlkonzepte wurde entschieden, die Pumpe für eine rein passive Kühlung mittels freier Konvektion zu optimieren. Die passive Kühlung führt zu den höchsten internen Maschinentemperaturen und damit zu den höchsten Anforderungen an die Komponenten. Ein Motor welcher für die Belastungen des Betriebs mit passiver Kühlung ausgelegt ist kann einfacher für den Betrieb mit aktiver Kühlung angepasst werden, als umgekehrt. Alternativ kann die Maschine nachträglich mit einer aktiven Kühlung ausgerüstet und bei höheren Fluidtemperaturen betrieben werden.

Zu Vergleichszwecken und der Vollständigkeit halber wurde der Prototyp der vergossenen Hochtemperaturpumpe mit aktiver Kühlung versehen. Die Realisierung der aktiven Kühlung und ihr Einfluss auf die Temperaturen im Motor sind in Kapitel 7.3 dargestellt. Die Folgenden

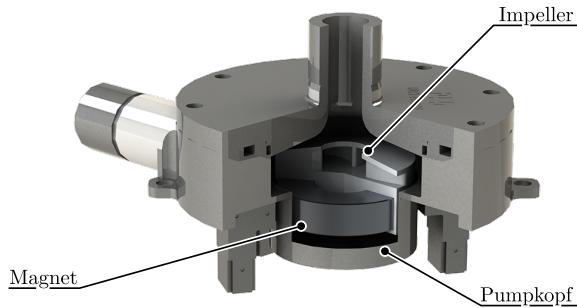


Abbildung 3.8: Schnittzeichnung des Pumpkopfs und des Impellers.

Überlegungen zur Modellierung und zur Auslegung der Maschine basieren auf der Annahme, dass die Maschine rein passiv gekühlt wird.

3.6 Temperaturabhängigkeit der Sensorik

Für die Regelung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe müssen der Rotorwinkel θ und die radiale Position Δx , Δy des Rotors bekannt sein [63]. Der Rotorwinkel wird für die Berechnung der Drehzahl sowie die Transformation von Strömen zwischen statororientiertem und rotorflussorientiertem Koordinatensystem benötigt. Ein Winkelfehler führt, aufgrund der Bildung einer d -Stromkomponente, zu einer Reduktion der Effizienz des Antriebs und, für grosse Fehler, zu einem Versagen der Lagerregelung. Die radiale Position wird für die radiale Lagerregelung verwendet. Ein Positionsmessfehler führt zu einer Reduktion der Laufruhe. Dies hat höhere Lagerströme und eine Zunahme der Lagerverluste zur Folge. Das Regelschema ist in Kapitel 2.2 beschrieben.

In Abb. 3.8 sind der Impeller, der Magnet und der Pumpkopf in einer Schnittzeichnung dargestellt. Der Rotor wird komplett vom Pumpkopf und vom Fluid im Pumpkopf umhüllt. Die Anforderungen an die Sensorsysteme sind hohe Temperaturfestigkeit, präzise Erfassung von Winkel und Radialposition, unabhängig vom Material des Pumpkopfs oder vom verwendeten Fluid. Die radialen Positionssensoren werden für Einsatz-

temperaturen von 250 °C ausgelegt, da sie in der direkten Nähe zum Pumpkopf montiert sind und nicht aktiv gekühlt werden können. Auf Winkelsensoren wird verzichtet, da keine Sensoren mit ausreichender Temperaturfestigkeit verfügbar sind. Der Rotorwinkel wird aus diesem Grund mittels winkelsensorloser Verfahren bestimmt.

Die in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe verwendeten Sensorsysteme sind in Kapitel 5 und die winkelsensorlosen Regelverfahren in Kapitel 6 detailliert erläutert.

3.7 Zusammenfassung

Die hohen Fluidtemperaturen führen aufgrund der teilweisen Entmagnetisierung des Rotormagneten zu einer Reduktion der passiven und der aktiven Kraftkonstanten und der Drehmomentkonstante. Die Reduktion der passiven, axialen Kraftkonstanten beschränkt die möglichen hydraulischen Arbeitspunkte aufgrund der axialen Kräfte, welche am Rotor angreifen. Die Abnahme der radialen Kraftkonstanten und der Drehmomentkonstante können durch höhere Lager- und Antriebsströme kompensiert werden.

Die Verluste im Motor, bestehend aus Kupferverlusten in den Windungen, Eisenverlusten im Stator und Wirbelstromverlusten im Pumpkopf, sind ebenfalls temperaturabhängig. Einerseits durch die Abnahme der elektrischen Leitfähigkeit der Statorspulen und des Statoreisens und andererseits durch die Zunahme der Statorströme. Eine Abschätzung der Verluste ist nur in Kombination mit dem thermischen Modell möglich.

Die lagerlose Hochtemperaturpumpe wird so ausgelegt, dass sie rein passiv gekühlt werden kann. Dies ist die einfachste Kühllösung und zeigt, dass alle Komponenten den höchsten thermischen Belastungen standhalten.

Aufgrund der Entscheidung, eine rein passive Kühlung zu verwenden, sind die thermischen Anforderungen an die Sensorik sehr hoch. Die Systeme zur Bestimmung des Rotorwinkels und der radialen Position des Rotors sind für 250 °C ausgelegt.

Kapitel 4

Die Temperaturverteilung im Motor

Für die Auswahl geeigneter Komponenten und Materialien zur Konstruktion der Pumpe müssen die Temperaturen im Betrieb bei verschiedenen Arbeitspunkten abgeschätzt werden. Zu diesem Zweck wird ein thermisches Modell erstellt, welches sowohl die Verluste, als auch den Wärmetransport in der Pumpe und den Wärmeaustausch mit dem Prozessfluid und der Umgebung modelliert.

4.1 Wärmequellen

Bei der Wandlung von elektrischer Leistung in hydraulische Förderleistung treten Umwandlungsverluste im Pumpsystem auf. Diese Verluste und der Wärmeinfluss aufgrund des Prozessfluids werden im Folgenden als Wärmequellen bezeichnet und lassen sich auf die einzelnen Schritte der Energiewandlung im System aufteilen, qualitativ ist dies in Abb. 4.1 dargestellt. Die Verluste sind:

Umrichterverluste: Der Umrichter bezieht elektrische Leistung vom Netz und prägt Antriebs- und Lagerströme mit der geforderten Frequenz und Amplitude in die Lagerwicklungen der lagerlosen Pumpe ein, siehe Abb. 2.3. Dabei treten Leit- und Schaltverluste in den Halbleitern auf.

- Lagerverluste: Die Lageregelung regelt die Lagerströme, welche zur Stabilisierung der Radialposition des Rotors notwendig sind. Diese Ströme und die damit zusammenhängenden Lagerfelder führen zu Kupferverlusten in Statorwicklungen, Eisenverlusten im Statorisen sowie Wirbelstromverlusten im Rotor, im Pumpkopf und im Motorgehäuse. Die Verluste hängen von der Drehzahl der Maschine und der Laufruhe des Rotors, welche durch die hydraulischen Radialkräfte und die Messgenauigkeit der Radialpositionssensoren beeinflusst wird, ab.
- Antriebsverluste: Der Antrieb wandelt elektrische Leistung in mechanische Leistung. Aufgrund der Antriebsströme und des Antriebsfelds treten Kupferverluste in den Statorwicklungen, Eisenverluste im Statorisen sowie Wirbelstromverluste auf. Im Falle eines Edelstahlpumpkopfs wird ein Grossteil der Wirbelstromverluste im leitfähigen Material im Luftspalt generiert. Die Verluste hängen von der Drehzahl und dem Drehmoment des Motors ab.
- Hydraulische Verluste: Der Impeller und der Pumpkopf wandeln die mechanische Rotationsleistung nach dem Prinzip der Kreiselpumpe [64, 65] in hydraulische Leistung. Der hydraulische Wirkungsgrad ist von der Druckdifferenz, dem hydraulischen Durchfluss und der Drehzahl der Maschine abhängig.

Die Umrichterverluste führen zu keiner Erwärmung der Komponenten in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe, da die Leistungselektronik nicht integriert ist und werden nicht weiter behandelt. Lagerverluste werden im Folgenden ebenfalls nicht analysiert, da die Amplituden der Lagerströme üblicherweise deutlich kleiner sind als die Amplituden der Antriebsströme.

Die Antriebsverluste können weiter unterteilt werden in die Kupferverluste in den Statorspulen und in die Eisenverluste, bestehend aus Wirbelstrom- und Ummagnetisierungsverlusten im Statorisen sowie aus Wirbelstromverlusten im Pumpkopf. Diese Verlustmechanismen und ihre Temperaturabhängigkeiten sind in Kapitel 3.4 beschrieben. Die Wir-

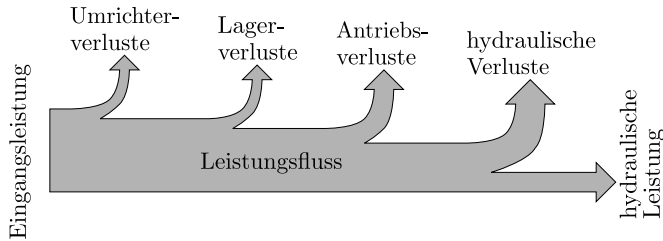


Abbildung 4.1: Qualitative Aufteilung der Verluste nach Energiewandler.

belstromverluste im Pumpkopf werden für die Berechnung der internen Temperaturen nicht beachtet da der Pumpkopf thermisch sehr gut an das Fluid gekoppelt ist. Die Temperatur des Pumpkopfes ϑ_{PK} entspricht demzufolge immer der geregelten Temperatur des Fluids ϑ_F . Im Rotor treten aufgrund der Harmonischen des Luftspaltfelds ebenfalls Wirbelstromverluste auf. Aufgrund der guten thermischen Kopplung zwischen Fluid und Rotor wird angenommen, dass diese Verluste sehr gut ins Fluid abgeführt werden können und dass die Rotortemperatur in guter Näherung der Fluidtemperatur entspricht. Die Rotorverluste werden nicht weiter untersucht, da eine Messung der internen Rotortemperaturen, welche für eine Verifikation des thermischen Modells notwendig wäre, nur mit grossem Aufwand möglich ist. Zusätzliche Verluste, wie z.B. die Wirbelstromverluste welche aufgrund von Streufeldern im Motorgehäuse auftreten, werden vernachlässigt.

4.2 Wärmetransport

Wärme ist Energie, welche ohne Arbeitsleistung zwischen thermodynamischen Systemen mit unterschiedlichen Temperaturen übertragen wird. Die Wärme Q wird in der Zeitdifferenz $t_1 - t_0$ durch den Wärmestrom $\dot{Q}$ übertragen. Es gilt

$$Q = \int_{t_0}^{t_1} \dot{Q} dt. \quad (4.1)$$

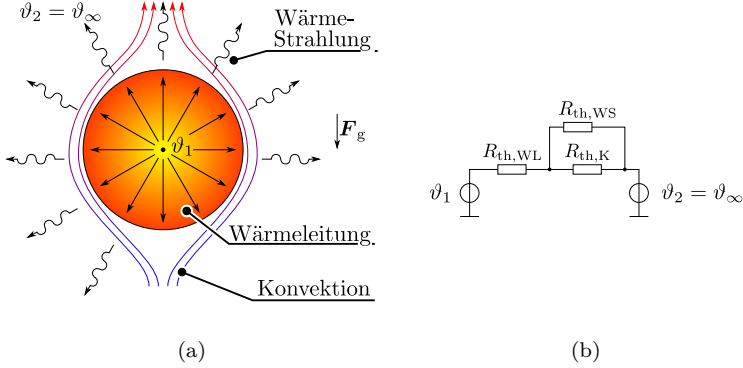


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung des Wärmetransports mittels Wärmeleitung, freier Konvektion und Wärmestrahlung (a) und äquivalentes Widerstandsersatzschaltbild (b).

Wärmetransport findet, gemäss dem zweiten Satz der Thermodynamik, immer vom System mit der höheren Temperatur zum System mit der tieferen Temperatur statt. [66]. Es existieren drei Mechanismen des Wärmetransports [67]:

Wärmeleitung	Wärmetransport im Festkörper, im Fluid und im Gas infolge atomarer Wechselwirkungen.
Konvektion	Massegebundener Wärmetransport in strömungsfähigen Gasen und Flüssigkeiten sowie an der Grenzfläche zwischen Festkörper und Gas oder Fluid aufgrund von makroskopischen Teilchenbewegungen.
Wärmestrahlung	Nicht stoffgebundener Wärmetransport aufgrund von elektromagnetischer Strahlung.

Der Wärmetransport aufgrund einer Temperaturdifferenz lässt sich, analog zum Ladungstransport aufgrund einer Spannungsdifferenz, beschreiben. Die Temperaturdifferenz $\Delta\theta$ und der Wärmefluss $\dot{Q}$ zwischen zwei Bereichen eines Materials sind mit

$$\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 = R_{th} \cdot \dot{Q} \quad (4.2)$$

gekoppelt. Der Faktor R_{th} wird als thermischer Widerstand bezeichnet.

Tabelle 4.3: Analogie zwischen elektrischer Stromleitung und thermischer Wärmeleitung.

	elektrisch	thermisch
Strom	$I, [I] = \text{A}$	$\dot{Q}, [\dot{Q}] = \text{W}$
Potentialdifferenz	$\Delta V, [V] = \text{V}$	$\Delta\theta, [\theta] = \text{K}$
Kopplung	$R_{\text{el}}, [R_{\text{el}}] = \Omega$	$R_{\text{th}}, [R_{\text{th}}] = \text{K/W}$

In Tab. 4.3 ist die Analogie zwischen elektrischem und thermischem Widerstandsnetz aufgeführt.

In Abb. 4.2(a) ist der Wärmetransport zwischen einer Kugel mit der Kerntemperatur ϑ_1 und der Umgebung mit der Temperatur ϑ_2 schematisch dargestellt. Die Wärme wird mittels Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung transportiert. Für eine stationäre Betrachtung gilt

$$\dot{\vartheta} = 0, \quad (4.3)$$

in diesem Fall kann der Wärmetransport mit dem äquivalenten Widerstandsmodell in Abb. 4.2(b) modelliert werden. Die Bestimmung der thermischen Widerstände für die Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung $R_{\text{th,WL}}, R_{\text{th,K}}, R_{\text{th,WS}}$ sowie die Formulierung des Äquivalenzmodells der lagerlosen Hochtemperaturpumpe wird im Folgenden beschrieben.

4.2.1 Wärmeleitung

Die Wärmestromdichte $\dot{\mathbf{q}} = \dot{Q}/A$, welche im stationären Zustand aufgrund von Wärmeleitung innerhalb eines Körpers mit der Temperaturverteilung ϑ fließt, wird durch die kontinuierliche Wärmeleitungsgleichung,

$$\dot{\mathbf{q}} = -\lambda \nabla \vartheta, \quad (4.4)$$

mit der materialabhängigen Wärmeleitfähigkeit λ bestimmt. Falls $\mathbf{q}$ und θ eindimensional sind, so kann (4.4) zum Fourierschen Gesetz [68] vereinfacht werden

$$\dot{Q} = -\lambda A \frac{d\theta}{dx}. \quad (4.5)$$

Tabelle 4.4: Wärmeleitfähigkeit ausgewählter Materialien in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe [15, 69, 70].

Material	λ (W/mK)	Material	λ (W/mK)
Aluminium	236	PFA	0.25
Eisen	84	PI	0.35
Elektroblech	40 – 50	PPSU/PSU	0.16
ETFE	0.24	PTFE	0.25
Kupfer	401	Stahl 1.4301	15
Luft (trocken)	0.026	Vergussmasse	0.68

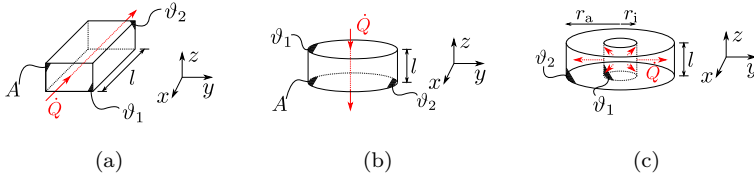


Abbildung 4.3: Einfache Geometrien zur Berechnung der thermischen Widerstände in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe, Quader (a), Scheibe (b) und Zylinder (radiale Wärmeleitung) (c).

Der Wärmestrom fließt senkrecht durch die Fläche A . In Tab. 4.4 sind die Wärmeleitfähigkeiten von Materialien aufgelistet, welche in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe zum Einsatz kommen. Die Wärmeleitfähigkeit von Elektroblech ist anisotrop, die Wärmeleitung entlang der Schnitttrichtung der Bleche ist höher als die Wärmeleitung rechtwinklig zur Schnitttrichtung. Dies muss bei der Berechnung des thermischen Widerstands beachtet werden.

Die restlichen Materialien in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe weisen eine homogene, isotrope Wärmeleitfähigkeit auf. Die Pumpe wird in einfache geometrische Körper aufgeteilt. Es wird angenommen, dass die Wärmeleitung durch jeden Körper eindimensional ist und dass der Wärmefluss senkrecht durch zwei Grenzflächen des Körpers tritt. In Abb. 4.3 sind drei Beispiele für solch einfache Körper mit der Richtung des Wärmeflusses dargestellt. Für die Temperaturdifferenz zwischen den Grenz-

Tabelle 4.5: Thermische Widerstände aufgrund von eindimensionaler Wärmeleitung für einfache Körper.

Körper	thermischer Widerstand
Quader	$R_{\text{th,WL}} = \frac{l}{\lambda A}$
Scheibe	$R_{\text{th,WL}} = \frac{l}{\lambda A}$
Zylinder	$R_{\text{th,WL}} = \frac{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}{\lambda \cdot 2\pi \cdot l}$

flächen mit konstanter Temperatur gilt

$$\Delta\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1 = - \underbrace{\frac{1}{\lambda} \int_{x_1}^{x_2} A(x) dx}_{R_{\text{th,WL}}} \cdot \dot{Q}. \quad (4.6)$$

Die thermischen Widerstände der einfachen Geometrien in Abb. 4.3 sind in Tab. 4.5 aufgelistet.

Die Wärmeleitung innerhalb der Motorspulen wird ebenfalls berechnet. Eine Motorspule besteht aus N Windungen und die Temperatur in der i -ten Windung wird mit ϑ_i bezeichnet. Zwischen zwei aufeinanderfolgenden, direkt elektrisch verbundenen Windungen findet die Wärmeleitung durch das Kupfer statt. Der thermische Widerstand des Kupfers wird mit R_K bezeichnet und es gilt

$$R_K = \frac{\bar{l}}{\lambda_{\text{Cu}} \cdot A_{\text{Cu}}} \quad (4.7)$$

mit der mittleren Länge der beiden Windungen $\bar{l}$, der thermischen Leitfähigkeit von Kupfer λ_{Cu} und dem Kupferquerschnitt A_{Cu} . Zusätzlich findet Wärmeleitung durch die Isolation zwischen zwei nebeneinander liegenden Windungen statt. Der äquivalente thermische Widerstand wird mit R_V bezeichnet und berechnet sich zu

$$R_V = \left[2\lambda_V \bar{l} \cdot \beta \left(\xi + \frac{1}{8\lambda_{\text{Iso}}/\lambda_V} \left(\frac{2\delta}{r} \right)^2 \zeta \cdot \beta \right) \right]^{-1}, \quad (4.8)$$

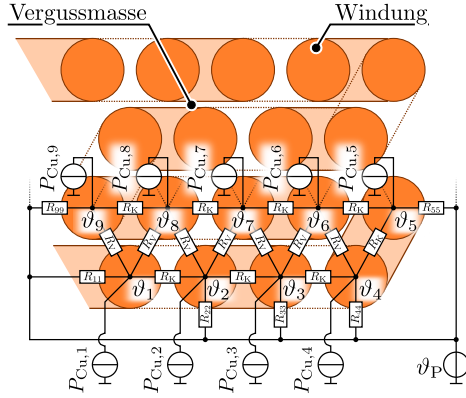


Abbildung 4.4: Modell der Wärmeleitung und der Verluste in den Statorspulen.

mit den Substitutionen

$$\begin{aligned}\beta &= \frac{1}{1 - \delta / (\lambda_{\text{Iso}} \cdot r)}, \\ \zeta &= \frac{\beta (\beta^2 - 2)}{(\beta^2 - 1)^{3/2}} \arctan \left(\sqrt{\frac{\beta + 1}{\beta - 1}} \right) - \frac{\beta}{2\beta^2 - 2} - \pi/4, \\ \xi &= \arctan \left(\sqrt{\frac{\beta + 1}{\beta - 1}} \right) \frac{\beta}{\sqrt{\beta^2 - 1}} - \pi/4.\end{aligned}\tag{4.9}$$

Die Dicke der Isolation jeder Windung wird mit δ , die thermische Leitfähigkeit der Isolation mit λ_{Iso} , der Radius der Windung mit r und die Leitfähigkeit der Vergussmasse mit λ_V bezeichnet [71]. Die Statorwindung befindet sich in der Vergussmasse, der thermische Widerstand zwischen der aussenliegenden, i -ten Windung und der Vergussmasse wird mit R_{ii} bezeichnet und ist von der Geometrie der angrenzenden Motorbauteile abhängig. In Abb. 4.4 ist eine schematische Darstellung des thermischen Widerstandsnetzwerks für die Statorspule dargestellt. Die Verlustleistungen in der i -ten Windung werden mit $P_{\text{Cu},i}$, siehe Kapitel 3.4.1, und die Temperatur der Vergussmasse mit ϑ_P bezeichnet.

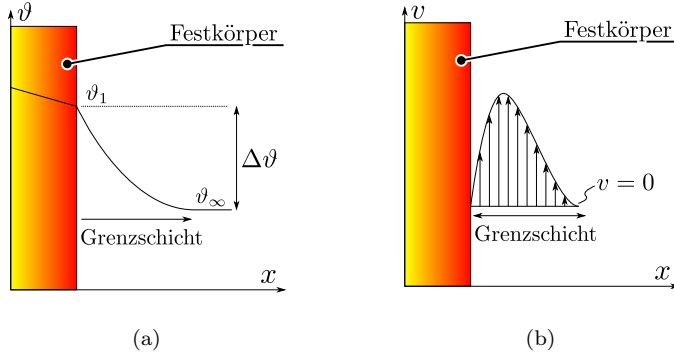


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung des konvektiven Wärmetransports an einer Grenzfläche, Gradient der Temperatur (a) und Verteilung der Fließgeschwindigkeit (b) im Falle von freier Konvektion.

4.2.2 Konvektion

Der konvektive Wärmetransport ist an einen Massetransport des wärmeleitenden Mediums gekoppelt. An der Grenzfläche zwischen festem Körper und flüssigem oder gasförmigem Medium kommt es zu einem Wärmeaustausch, im Folgenden als Wärmeübergang bezeichnet. Für den Wärmestrom, welcher über die Fläche A übertragen wird, gilt

$$\dot{Q} = \alpha_{\text{th}} A \Delta\vartheta = \alpha_{\text{th}} A (\vartheta_1 - \vartheta_\infty), \quad (4.10)$$

mit der Temperatur des Festkörpers ϑ_1 , der Umgebungstemperatur ϑ_∞ und dem Wärmeübergangskoeffizienten α_{th} [72]. Für den thermischen Widerstand gilt

$$R_{\text{th}} = \alpha_{\text{th}} \cdot A. \quad (4.11)$$

In Abb. 4.5 ist eine vereinfachte Darstellung des konvektiven Wärmeübergangs an einer Grenzschicht dargestellt. Die Temperatur des Festkörpers ϑ_1 ist höher als die Temperatur der Umgebungsluft ϑ_∞ . Die Temperaturänderung und die Fluidströmung finden in der sogenannten Grenzschicht statt. Der konvektive Wärmetransport wird als massegebundener Wärmetransport bezeichnet.

Für die Kühlung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe sind drei Arten des konvektiven Wärmeaustauschs relevant:

externe, freie Konvektion (passive Kühlung)	Der Dichteunterschied zwischen der warmen Luft an der Gehäuseoberfläche und der Umgebungsluft führt zu einer Strömung um das Gehäuse. Die Strömungsgeschwindigkeit ist abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen dem Gehäuse und der Umgebungsluft und der Geometrie des Gehäuses.
externe, erzwungene Konvektion	Die Umgebungsluft wird mit einem Gebläse am Gehäuse vorbeigeführt. Die Strömungsgeschwindigkeit kann mit dem Gebläse gesteuert werden.
interne, erzwungene Konvektion	Interne Konvektion tritt bei der Verwendung von Fluidkühlung auf. Eine externe Pumpe erzwingt eine Fluidströmung durch die internen Kühlrohre.

Der Wärmeübergangskoeffizient α_{th} ist abhängig vom flüssigen oder gasförmigen Medium, der Geometrie sowie der Oberflächenbeschaffenheit des Festkörpers und wird durch fluiddynamische Näherungsformeln, numerische Simulationen oder Messungen bestimmt. Der mittels Näherungsformeln berechnete Wärmeübergangskoeffizient wird mit

$$\alpha'_{\text{th}} = \frac{\lambda}{L} \cdot Nu. \quad (4.12)$$

bezeichnet. Die thermische Leitfähigkeit des Fluides ist mit λ , die geometrieabhängige, spezifische Länge mit L und die Nusselt-Zahl mit Nu bezeichnet. Für die Nusselt-Zahl finden sich in der Literatur Näherungsformeln [15]. Im Folgenden wird der Fall der freien Konvektion detailliert analysiert, da die Pumpe für den Betrieb ohne aktive Kühlung ausgelegt ist.

Das Gehäuse der lagerlosen Hochtemperaturpumpe wird im Falle der freien konvektiven Kühlung als liegender Zylinder approximiert. Die spezifische Länge, auch als Anströmlänge bezeichnet, ist im Falle eines umströmten Zylinders

$$L = \pi \cdot r, \quad (4.13)$$

mit dem Zylinderradius r . Die Nusselt-Zahl ist

$$Nu = \left(0.752 + 0.387 \left(Gr \cdot Pr \cdot f(Pr)^{1/6} \right) \right)^2, \quad (4.14)$$

mit der Funktion f und der Grashof-Zahl Gr

$$f = \left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{-16/9}, \quad (4.15)$$

$$Gr = \frac{g \cdot \alpha_L \cdot L^3 \Delta \vartheta}{\nu^2}.$$

Die Erdbeschleunigung ist mit g bezeichnet. Für die Bestimmung der Prandtl-Zahl Pr , des Wärmeausdehnungskoeffizienten α_L und der kinematische Viskosität ν wird der Mittelwert zwischen der Umgebungstemperatur ϑ_∞ und der Gehäusetemperatur ϑ_1 verwendet. Die Approximation mittels eines liegenden Zylinders ist numerisch sehr einfach zu berechnen, vernachlässigt aber den Einfluss der Gehäusefinnen auf die Strömung. Aus diesem Grund wurden fluiddynamische, numerische Simulationen bei diskreten Punkten durchgeführt und ein temperaturabhängiger Korrekturfaktor ζ bestimmt. In der zweidimensionalen, numerischen Simulation wird sowohl die Fluidgeschwindigkeit, siehe Abb. 4.6(a), als auch die Temperaturverteilung, siehe Abb. 4.6(b), des Fluids berechnet. Die Umgebungstemperatur beträgt 30 °C. Der Temperaturunterschied zwischen Gehäuse und Umgebungsluft führt zu einer laminaren Umströmung des Gehäuses bei den untersuchten Temperaturen.

Der korrigierte Wärmeübergangskoeffizient ist

$$\alpha''_{th} = \zeta(\vartheta_\infty, \vartheta_1) \cdot \alpha'_{th}. \quad (4.16)$$

Der kombinierte Ansatz aus Näherungsformel und numerischer Simulation des Korrekturfaktors für einige wenige Temperaturen ϑ_∞ und ϑ_1 bietet eine vernünftige Kombination aus Rechenaufwand und Genauigkeit bei den zu erwartenden Gehäusetemperaturen. Es ist anzumerken, dass der Wärmeübergangskoeffizient nicht nur von der Temperaturdifferenz, sondern auch von der Umgebungstemperatur abhängt. Für die Bestimmung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten wurde eine Umgebungstemperatur von 30 °C angenommen.

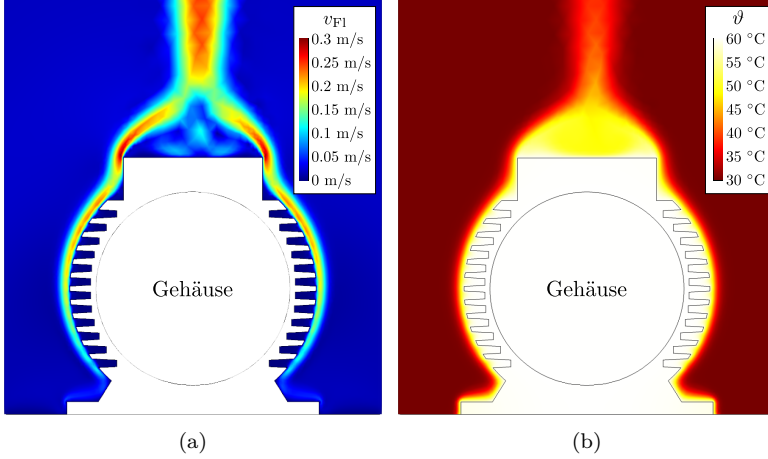


Abbildung 4.6: Resultate der FEM Simulation des Wärmetransports durch freie Konvektion, Geschwindigkeit des Fluids (a) und Temperaturverteilung (b).

Der Ansatz wurde mit Messungen verifiziert. Zu diesem Zweck wurden die Statorwicklungen eines lagerlosen Motors ohne Rotor mit Antriebsströmen geheizt und die Eingangsleistung P_{in} sowie die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ zwischen Gehäuseoberfläche und Umgebungsluft gemessen. Für den gemessenen $R_{th,M}$ und den berechneten thermischen Widerstand $R_{th,B}$ gilt

$$\begin{aligned} R_{th,M} &= \frac{\vartheta_1 - \vartheta_\infty}{P_{in}}, \\ R_{th,B} &= R_{th} = \alpha''_{th} \cdot A. \end{aligned} \quad (4.17)$$

In Abb. 4.7 sind der berechnete und der gemessene thermische Widerstand für eine Umgebungstemperatur $\vartheta_\infty = 40^\circ\text{C}$ und eine Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta \in [0^\circ\text{C}, 50^\circ\text{C}]$ dargestellt.

Der Wärmeübergang infolge externer oder interner, forcierter Konvektion kann ähnlich berechnet werden. In der Literatur finden sich empirisch bestimmte Formeln für die Strömung, mit extern vorgegebener Fließgeschwindigkeit, zwischen den Finnen des Gehäuses und in Kühlrohren [15, 73].

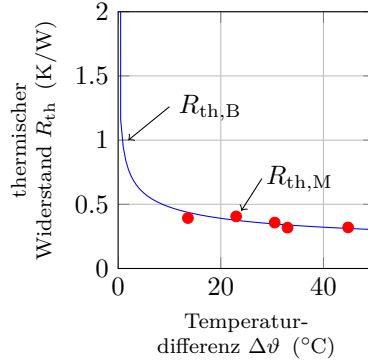


Abbildung 4.7: Verifikation des konvektiven Wärmetransports an der Gehäuseoberfläche für eine Umgebungstemperatur von 30 °C.

4.2.3 Wärmestrahlung

Alle Festkörper emittieren und absorbieren für Oberflächentemperaturen $\vartheta_1 > 0\text{ K}$ elektromagnetische Wärmestrahlung im Wellenlängenbereich $100\text{ nm} < \lambda < 1\text{ mm}$. Ein Teil des Spektrums der Wärmestrahlung liegt im Bereich des sichtbaren Lichts. Der Wärmetransport aufgrund von Wärmestrahlung ist unabhängig vom Umgebungsmedium [66]. Bei den für die lagerlose Hochtemperaturpumpe verwendeten, intransparenten Festkörpern beschränkt sich die Ab- und Einstrahlung auf die Oberfläche.

Ein idealer, schwarzer Strahler mit der absoluten Temperatur ϑ emittiert die Leistungsdichte

$$\dot{q} = \sigma \vartheta_1^4, \quad (4.18)$$

wobei $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}\text{ W/m}^2\text{K}^4$ die Stefan-Boltzmann Konstante ist. Ein grauer Strahler mit der Fläche A_1 und homogener Temperatur ϑ_1 emittiert die Wärme

$$\dot{Q} = \epsilon_1 \sigma A_1 \vartheta^4. \quad (4.19)$$

in den leeren Halbraum. Der materialabhängige Emissionsgrad ϵ_1 gibt an, wieviel Energie ein grauer Körper im Vergleich zu einem idealen, schwarzen Strahler abgibt. Eine schematische Darstellung der Wärmestrahlung in den Halbraum ist in Abb. 4.8(a) gezeigt.

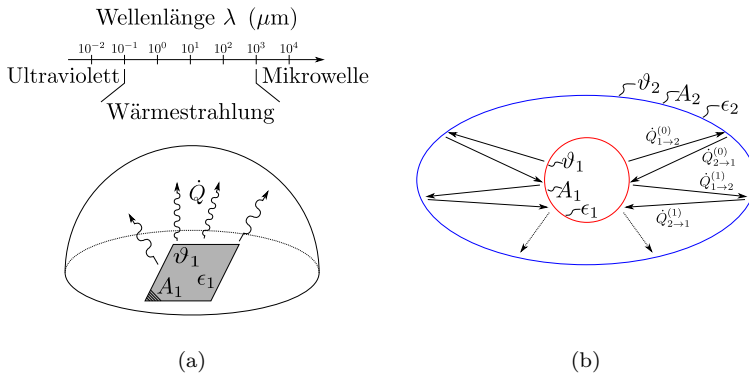


Abbildung 4.8: Schematische Darstellung der Wärmestrahlung einer Oberfläche mit Fläche A_1 und Emissionsgrad ϵ_1 in den Halbraum und Einordnung der Wärmestrahlung ins elektromagnetische Spektrum (a) sowie Darstellung der Wärmestrahlung zwischen zwei konvexen Körpern (b).

Tabelle 4.7: Emissionsgrad ausgewählter Materialien in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe [21, 74].

Material	ϵ (1)
Aluminium blank	0.02 – 0.15
Aluminium eloxiert	0.5 – 0.9
Fluorkunststoffe	0.9 – 0.95
rostfreier Stahl blank	0.1 – 0.3
rostfreier Stahl oxidiert	0.6 – 0.8

Der Emissionsgrad ist vom Material der Oberfläche abhängig, eine Auswahl der Emissionsgrade von Materialien, welche in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe eingesetzt werden, ist in Tab. 4.7 aufgeführt.

Im Folgenden ist der Wärmetransport aufgrund von Wärmestrahlung zwischen zwei grauen Strahlern, welche sich im thermodynamischen Gleichgewicht befinden, beschrieben. Die beiden Strahler werden als Körper 1 und Körper 2, mit den Oberflächen A_1 , A_2 , den Emissionskoeffizienten ϵ_1 , ϵ_2 , den Absorptionskoeffizienten α_1 , α_2 und den Temperaturen ϑ_1 , ϑ_2 , bezeichnet und es wird angenommen, dass $\vartheta_1 > \vartheta_2$ ist. Die beiden Körper emittieren und absorbieren Wärmestrahlung. Im thermodynamischen Gleichgewicht gilt, gemäss dem Kirchhoffschen Strahlungsgesetz,

für die Absorptionskoeffizienten der beiden graue Strahler

$$\alpha_1 = \epsilon_1, \quad \alpha_2 = \epsilon_2. \quad (4.20)$$

Die Wärmestrahlung von Körper 1 zu Körper 2 ist abhängig von den Sichtfakoren F_{12} und F_{21} , es gilt

$$F_{12} = \frac{\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}}{\dot{Q}_{1, \text{total}}}, \quad (4.21)$$

wobei $\dot{Q}_{1, \text{total}}$ die gesamte von Körper 1 emittierte und $\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}$ die von Körper 1 emittierte und von Körper 2 absorbierte Wärmestrahlung sind. Der Sichtfaktor ist ein Mass dafür, wieviel Energie vom ersten Körper beim zweiten ankommt. Im thermischen Gleichgewicht gilt

$$A_1 F_{12} = A_2 F_{21}. \quad (4.22)$$

Für die von Körper 1 emittierte Wärme gilt

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{1 \rightarrow 2}^{(0)} &= A_1 \epsilon_1 \epsilon_2 \sigma F_{12} \vartheta_1^4 && \text{Primäremission,} \\ \dot{Q}_{2 \rightarrow 1}^{(0)} &= A_1 \epsilon_1 (1 - \epsilon_2) \sigma F_{12} F_{21} \vartheta_1^4 && \text{Reflexion an } A_2, \\ \dot{Q}_{1 \rightarrow 2}^{(1)} &= A_1 \epsilon_1 \epsilon_2 \underbrace{(1 - \epsilon_2)}_{\rho_1} \underbrace{(1 - \epsilon_1)}_{\rho_2} \sigma F_{12}^2 F_{21} \vartheta_1^4 && \text{Reflexion an } A_1, \\ &\vdots \\ \dot{Q}_{1 \rightarrow 2}^{(n)} &= A_1 \epsilon_1 \epsilon_2 [\rho_1 \rho_2 \sigma F_{12} F_{21}]^n \sigma F_{12} \vartheta_1^4 && 2n \text{ Reflexionen} \\ \dot{Q}_{2 \rightarrow 1}^{(n)} &= A_1 \epsilon_1 (1 - \epsilon_2) [\rho_1 \rho_2 \sigma F_{12} F_{21}]^n \sigma F_{12} \vartheta_1^4, \end{aligned} \quad (4.23)$$

unter der Annahme, dass (4.20) gilt. Es ist zu beachten, dass $\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}^{(0)}$ eine Abstrahlung von Körper 1 und $\dot{Q}_{2 \rightarrow 1}^{(0)}$ eine Einstrahlung ist. Die unendliche geometrische Reihe in (4.23) konvergiert zu

$$\dot{Q}_{1 \rightarrow 2} = \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 \sigma \vartheta_1^4}{1 - (1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2) \frac{A_1}{A_2}}. \quad (4.24)$$

Gleichung (4.24) beschreibt die Wärmestrahlung $\dot{Q}_{1 \rightarrow 2}$ von Körper 1 zu Körper 2, die analoge Herleitung lässt sich für die Wärmestrahlung $\dot{Q}_{2 \rightarrow 1}$ von Körper 2 zu Körper 1 aufstellen. Die Gesamtwärmestrahlung kann

mit

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{1 \rightarrow 2} - \dot{Q}_{2 \rightarrow 1} = \frac{A_1 F_{12} \epsilon_1 \epsilon_2 \sigma (\vartheta_1^4 - \vartheta_2^4)}{1 - (1 - \epsilon_1)(1 - \epsilon_2) \frac{A_1}{A_2} F_{12}^2} \quad (4.25)$$

berechnet werden [75]. Ein Spezialfall von (4.25) ist in Abb. 4.8(b) dargestellt. Der konvexe Körper 1 wird vollständig von Körper 2 umhüllt und es gilt

$$F_{12} = 1, \quad A_2 \gg A_1. \quad (4.26)$$

Dieser Fall entspricht dem Wärmetransport durch Wärmestrahlung vom Gehäuse der lagerlosen Hochtemperaturpumpe zur Umgebung. Gleichung (4.25) vereinfacht sich dann zu

$$\dot{Q} = A_1 \epsilon_1 \epsilon_2 \sigma (\vartheta_1^4 - \vartheta_2^4). \quad (4.27)$$

Der Emissionsgrad der Umgebung ist in der Realität schwer zu ermitteln. Falls angenommen werden kann, dass die Umgebung ein idealer schwarzer Strahler ($\epsilon_2 = 1$) ist, so gilt für den thermischen Widerstand zwischen Gehäuse und Umgebung

$$R_{\text{th}} = \frac{\epsilon_1 \sigma A_1 (\vartheta_1^4 - \vartheta_2^4)}{(\vartheta_1 - \vartheta_2)}. \quad (4.28)$$

Mit dem thermischen Widerstand aus (4.28) und dem thermischen Widerstand, welcher den konvektiven Wärmetransport modelliert, siehe (4.17), wird im thermischen Modell der Wärmetransport zwischen dem Gehäuse und der Umgebung berechnet.

4.3 Thermisches Modell

Für die Berechnung der Temperaturen in der Pumpe wurden zwei thermische Modelle erstellt. Mit dem ersten Modell, im Folgenden als Maschinenmodell bezeichnet, werden die Temperaturen in der Pumpe sowie der Wärmefluss durch die Pumpe berechnet. Mit dem zweiten Modell, im Folgenden als Wicklungsmodell bezeichnet, wird die Temperaturverteilung in der Statorwicklung sowie der Wärmeaustausch zwischen der Wicklung und der Vergussmasse der Pumpe bestimmt.

Im Folgenden wird das thermische Modell für eine Pumpe mit Pumpkopf und passiver Luftkühlung beschrieben. Die Wahl des Pumpkopfs hat

keinen Einfluss auf die Struktur des Modells. Es ändern sich nur die Werte der thermischen Widerstände. Für die Bestimmung der Temperaturen mit einer aktiven internen Kühlung erhöht sich die Anzahl der externen Temperaturen um die Kühlwassertemperatur. Die Formulierung und die Evaluation des thermischen Modells ist ähnlich.

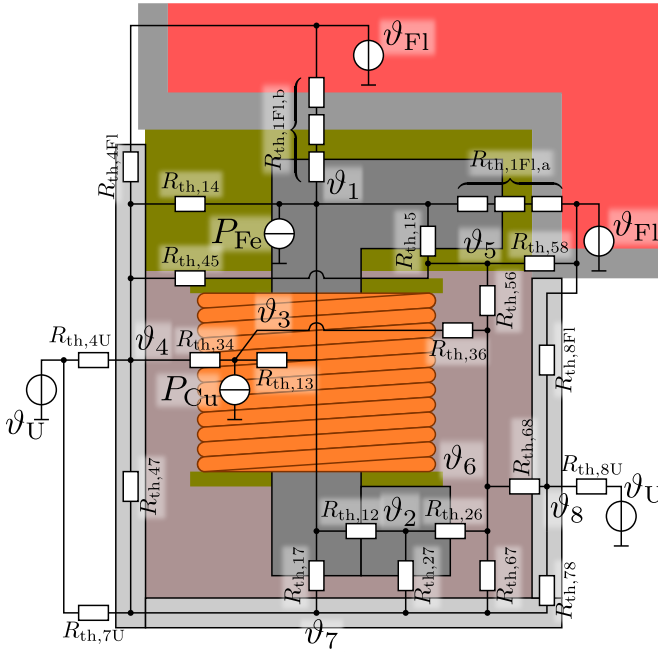
Die Temperaturverteilung im Modell hängt von der Fluid- und der Umgebungstemperatur sowie den internen Motorverlusten ab. Die Fluid- und Umgebungstemperaturen sind konstant, die temperaturabhängigen Motorverluste sind in Kapitel 3.4 beschrieben.

Das thermische Widerstandsmodell wurde für die Optimierung der Geometrie der lagerlosen Hochtemperaturpumpe und die Auswahl der meisten Materialien genutzt. Für einzelne Bauteile mit komplexen Geometrien wurden ausserdem Berechnungen der Wärmeleitung mit der Methode der Finiten Elemente (FEM) durchgeführt, um die Temperaturverteilung innerhalb eines Bauteils zu berechnen. So wurde z.B. der Zahnhalter im Detail modelliert um die Temperaturen an möglichen Sensorpositionen zu evaluieren. Dies ist in Abb. 5.2 dargestellt und in Kapitel 5.1 beschrieben. Die Modellierung der Pumpe mittels FEM ist zeitaufwändig und rechenintensiv, für eine Optimierung der Geometrie ist dieser Ansatz nur bedingt geeignet. Im Folgenden wird deshalb auf das thermische Widerstandsmodell eingegangen.

4.3.1 Temperaturpunkte in den thermischen Modellen

Abbildung 4.9 zeigt eine schematische Darstellung des Maschinenmodells mit den acht internen und zwei externen Temperaturpunkten. Die Bezeichnungen der Temperaturpunkte sind in Tab. 4.8 aufgeführt. Die Temperatur ϑ_3 ist die durchschnittliche Spulentemperatur. Die Temperatur ϑ_5 ist die Temperatur am mechanischen Bauteil, welches die Statorzähne fixiert. Dieses Bauteil wird als Zahnhalter bezeichnet. Aufgrund der Nähe zum Fluid werden hier die höchsten Temperaturen erreicht.

Der thermische Widerstand zwischen den Temperaturpunkten i und j ist mit $R_{\text{th},ij}$ bezeichnet. Dieser Widerstand kann sich aus mehreren Widerständen zusammensetzen. Für den thermischen Widerstand zwischen



$$R_{\text{th,1Fl}} = \frac{R_{\text{th,1FL,a}} \cdot R_{\text{th,1FL,b}}}{R_{\text{th,1FL,a}} + R_{\text{th,1FL,b}}}. \quad (4.29)$$

Der Widerstand $R_{\text{th,1FL,a}}$ setzt sich aus mehreren thermischen Widerständen in Serie zusammen. Diese modellieren den Wärmetransport vom Fluid durch den Pumpkopf, vom Pumpkopf durch den Zahnhalter und durch den oberen Teil des Eisenzahns.

Die thermischen Widerstände zwischen der Umgebungstemperatur und den internen Temperaturen sind temperaturabhängig, da sie den konvektiven Wärmetransport und die Wärmestrahlung modellieren.

Das Wicklungsmodell ist schematisch in Abb. 4.4 dargestellt. Das Mo-

Tabelle 4.8: Tabelle mit den Temperaturpunkten im Modell.

Bezeichnung	Temperatur
ϑ_{F1}	Fluid
ϑ_{U}	Umgebung
ϑ_1	Eisenzahn
ϑ_2	Rückschluss
ϑ_3	Statorspule
ϑ_4	Gehäusewand
ϑ_5	Zahnhalter
ϑ_6	Vergussmasse
ϑ_7	Gehäuseboden
ϑ_8	Gehäuseinneres

dell hat einen Temperaturpunkt und eine Verlustleistung für jede der N Windungen. Als Randbedingungen für das Wicklungsmodell, cf. Abb. 4.4, dient die Temperatur ϑ_{P} der Vergussmasse, welche mit dem Motorenmodell bestimmt wird.

4.3.2 Evaluation des thermischen Modells

Die Evaluation des thermischen Modells ist auf verschiedene Arten möglich. Der intuitive Ansatz, die Gleichungen für die Wärmeflüsse in den einzelnen Widerständen mittels Kirchhoffschen Knoten- und Maschenregeln aufzustellen, ist aufwändig und fehleranfällig. Alternativ können die Temperaturen mit der thermischen Admittanzmatrix $\mathbf{Y}_{\text{th}}$ berechnet werden [76]. Für ein Modell mit N Temperaturpunkten gilt

$$\boldsymbol{\vartheta} = \mathbf{Y}_{\text{th}}^{-1} \cdot \mathbf{P}. \quad (4.30)$$

In den Vektoren $\boldsymbol{\vartheta}$ und $\mathbf{P}$ stehen die Temperaturen, bzw. die Temperaturdifferenzen zu einer Referenztemperatur, und die Leistungen welche

in jeden Knoten fließen

$$\boldsymbol{\vartheta} = \begin{bmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vdots \\ \vartheta_N \end{bmatrix}, \quad \mathbf{P} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_N \end{bmatrix}. \quad (4.31)$$

Die externen Temperaturen ϑ_{Fl} und ϑ_{U} werden in äquivalente Leistungsquellen umgerechnet. So gilt im Falle des thermischen Motormodells für die Leistung P_1 welche in den Knoten 1 (Eisenbahn) fließt

$$P_1 = P_{\text{Fe}} + \frac{\vartheta_{\text{Fl}}}{R_{\text{th},1\text{Fl}}}. \quad (4.32)$$

Die Admittanzmatrix $\mathbf{Y}_{\text{th}}$ mit der Dimension $N \times N$ berechnet sich zu

$$\mathbf{Y}_{\text{th}} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N \frac{1}{R_{\text{th},1i}} & -\frac{1}{R_{\text{th},12}} & \cdots & -\frac{1}{R_{\text{th},1N}} \\ -\frac{1}{R_{\text{th},21}} & \sum_{i=1}^N \frac{1}{R_{\text{th},2i}} & \cdots & -\frac{1}{R_{\text{th},2N}} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\frac{1}{R_{\text{th},N1}} & -\frac{1}{R_{\text{th},N2}} & \cdots & \sum_{i=1}^N \frac{1}{R_{\text{th},Ni}} \end{bmatrix}. \quad (4.33)$$

Die Elemente der Matrix werden mit den thermischen Widerständen $R_{\text{th},ij}$

$$R_{\text{th},ij} : \begin{cases} i \neq j: \text{ therm. Widerstand zwischen } \vartheta_i \text{ und } \vartheta_j \\ i = j: \text{ therm. Widerstand zwischen } \vartheta_i \text{ und } \vartheta_{\text{Fl}}/\vartheta_{\text{U}} \end{cases} \quad (4.34)$$

berechnet. Die Elemente der Admittanzmatrix $\mathbf{Y}_{\text{th}}$ sind aufgrund der Konvektion und der Wärmestrahlung temperaturabhängig, dies erfordert eine iterative Berechnung der Temperaturen.

Die Berechnung mittels (4.30) ermöglicht eine einfache Erweiterung der thermischen Modelle. So kann das Wicklungsmodell einfach in das Motormodell integriert werden, indem die Admittanzmatrizen aus den beiden Modellen verrechnet werden.

Tabelle 4.9: Verifikation des thermischen Modells für Fluidtemperaturen von 200 °C, 220 °C und 250 °C.

Temperatur		Modell	Messung
Fluid	ϑ_{F1}	200 °C	
Umgebung	ϑ_U	45 °C	
Eisen Zahn	ϑ_1	73 °C	72 °C
Rückschluss	ϑ_2	69 °C	66 °C
Spule	ϑ_3	68 °C	66 °C
Gehäuse	ϑ_4	64 °C	60 °C
Zahnhalter	ϑ_5	155 °C	153 °C
Vergussmasse	ϑ_6	65 °C	87 °C
Fluid	ϑ_{F1}	220 °C	
Umgebung	ϑ_U	50 °C	
Eisen Zahn	ϑ_1	91 °C	91 °C
Rückschluss	ϑ_2	84 °C	83 °C
Spule	ϑ_3	81 °C	83 °C
Gehäuse	ϑ_4	76 °C	70 °C
Zahnhalter	ϑ_5	162 °C	160 °C
Vergussmasse	ϑ_6	78 °C	106 °C
Fluid	ϑ_{F1}	250 °C	
Umgebung	ϑ_U	50 °C	
Eisen Zahn	ϑ_1	105 °C	105 °C
Rückschluss	ϑ_2	92 °C	93 °C
Spule	ϑ_3	88 °C	97 °C
Gehäuse	ϑ_4	80 °C	70 °C
Zahnhalter	ϑ_5	159 °C	150 °C
Vergussmasse	ϑ_6	84 °C	130 °C

4.3.3 Verifikation des thermischen Modells

Das thermische Modell wurde in verschiedenen Experimenten verifiziert. In Abb. 4.9 sind berechnete und gemessene Temperaturen für Fluidtemperaturen von 200 °C, 220 °C und 250 °C dargestellt.

Da der Wärmeübergang zwischen Gehäusewand, Gehäuseboden und Gehäuseinnerem sehr gut ist, wurde nur eine Gehäusetemperatur gemessen. Die grössten Abweichungen zwischen Modell und Messung sind bei der Temperatur der Vergussmasse und der Temperatur des Gehäuses zu

beobachten. Der Grund für die Abweichung der Temperatur der Vergussmasse liegt vermutlich an der ungenauen Positionierung der Temperatursonde in der gemessenen Maschine. Die Sonde wird platziert bevor die Maschine vergossen wird und es ist anzunehmen, dass die dickflüssige Vergussmasse zu einer Verschiebung der Sondeführt. Die Gründe für die Abweichung der Gehäusetemperatur liegen in der approximativen Berechnung des konvektiven Wärmetransports und der Wärmestrahlung.

Die Verifikation zeigt, dass die Genauigkeit des thermischen Modells ausreichend ist für die Wahl der Komponenten, sofern eine Sicherheitsmarge von circa $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ - $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ eingehalten wird.

4.4 Zusammenfassung

Die Temperaturen in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe werden von der Temperatur des Prozessfluids, der Umgebungsluft und gegebenenfalls der Kühlung sowie von den internen Motorverlusten beeinflusst. Der Wärmetransport in der Maschine besteht aus Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung. Der konvektive Wärmetransport und die Wärmestrahlung werden mit Näherungsformeln abgeschätzt. Diese Abschätzungen erlauben die Formulierung von thermischen Übergangswiderständen, welche zusammen mit den externen Temperaturen und den Verlustleistungen in ein thermisches Modell integriert werden.

Die Evaluation des thermischen Modells kann aufgrund der Ähnlichkeit zu einem elektrischen Ersatzschaltbild mit geringem Rechenaufwand durchgeführt werden. Die berechneten Temperaturen wurden mittels Messungen im Betrieb verifiziert. Diese zeigen, dass das thermische Modell zur Auswahl der Materialien, welche für die Konstruktion verwendet werden, genutzt werden kann.

Kapitel 5

Sensorik

Der Rotor der lagerlosen Pumpe ist in den drei Freiheitsgraden der axialen Auslenkung und Verkippung um beide Rotorachsen passiv stabil, siehe Kapitel 2.3. Nur die Drehzahl und die radiale Position werden aktiv geregelt. Dafür müssen der Rotorwinkel und die radiale Rotorposition bekannt sein. In der Literatur sind verschiedene Messverfahren zur Bestimmung des Winkels und der radialen Auslenkung eines Rotors in einem Magnetlager, bzw. in einem lagerlosen Motor zu finden [77]. Das Sensorsystem muss eine exakte Bestimmung des Rotorwinkels und der radialen Auslenkung über den gesamten Temperaturbereich der Pumpe ermöglichen. Das Verfahren zur Bestimmung der Radialposition ist abhängig vom verwendeten Pumpkopf. Ein neuartiges Verfahren, welches für Pumpen mit Edelstahlpumpkopf geeignet ist, wird im Folgenden vorgestellt.

5.1 Winkelsensoren

Der Industriestandard für die Winkelmessung in konventionellen, nicht magnetisch gelagerten Motoren sind Encoder [78]. Eine Scheibe mit einer farblichen Kodierung ist auf dem Rotor angebracht und wird mittels optischem Messverfahren ausgelesen. In der lagerlosen Hochtemperaturpumpe sind optische Messverfahren allerdings nicht einsetzbar, da der Rotor vollständig vom Pumpkopf umschlossen ist.

Alternativ kann der Rotorwinkel aus einer Messung des Magnetfelds mittels Hallsensoren bestimmt werden. Dies funktioniert auch im Falle des Edelstahlpumpkopfs, da der verwendete Stahl nicht ferromagnetisch

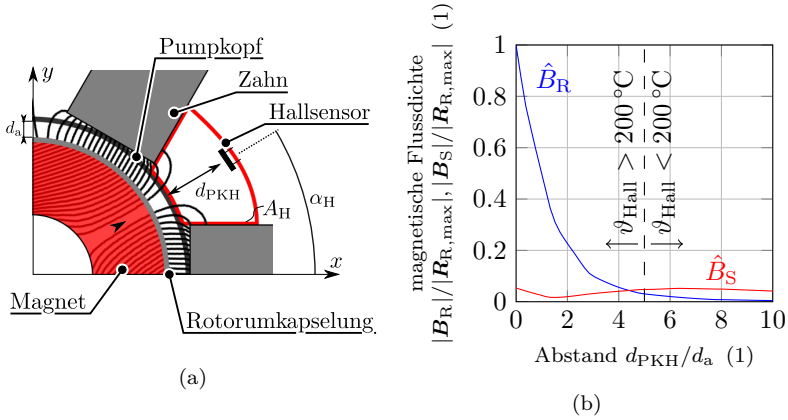


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung des Bereichs A_H (umrandet) im lagerlosen Motor in welchem Hallsensoren positioniert werden können (a) und Amplitude des Rotorfelds und des Statorfelds bei maximaler Bestromung über dem Abstand d_{PKH} zwischen dem Pumpkopf und dem Hallsensor ($\alpha_H = \frac{\pi}{6}$) (b).

ist. Für die Hallspannung des Hallensors gilt

$$U_{Hall} = R_H \cdot \frac{|\mathbf{B}_H| \cdot I_H}{d_H}, \quad (5.1)$$

$$\mathbf{B}_H = \mathbf{B}_R(\theta) + \mathbf{B}_S(I_D, I_B) + \mathbf{B}_\delta,$$

mit dem Hallkoeffizient R_H , dem Biasstrom I_H und der Dicke des Hall-elements d_H [79]. Die Messung des Rotorfelds $\mathbf{B}_R$ wird durch das antriebs- und lagerstromabhängige Statorfeld $\mathbf{B}_S$ und durch Störfelder $\mathbf{B}_\delta$ beeinflusst.

Eine schematische Darstellung des Felds in der Nähe des Luftspalts bei einer Bestromung der Statorspulen mit $|I_D| = |I_B| = 0$ A ist in Abb. 5.1(a) dargestellt. Hallsensoren können innerhalb der Fläche A_H positioniert werden. Der Einbauort des Hallensors wird mit dem Abstand d_{PKH} und dem Winkel α_H definiert. Der Bezugspunkt des Abstands d_{PKH} ist die Oberfläche des Pumpkopfs. Für

$$d_{PKH} = 0 \quad (5.2)$$

ist der Hallsensor direkt auf der Pumpkopfwand montiert. Üblicherweise werden Hallsensoren symmetrisch zwischen den Zähnen platziert, dies entspricht dem Winkel

$$\alpha_H = \frac{\pi}{6}. \quad (5.3)$$

Die Luftspaltweite ist mit d_a bezeichnet. Da die Hallsensoren konstruktionsbedingt nicht im Luftspalt verbaut sind, sondern ausserhalb des Pumpkopfs platziert werden müssen, sind die Hallsensoren nicht dem Luftspaltfeld, siehe Kapitel 2.3, sondern nur Streufeldern ausgesetzt. In Abb. 5.1(b) sind der Betrag des Rotorfelds $|\mathbf{B}_R|$ und der Betrag des Statorfelds $|\mathbf{B}_S|$ bei einer Bestromung von $|\mathbf{I}_D| = 10 \text{ A}$ über den Abstand d_{PKH} zwischen Hallsensor und Pumpkopf dargestellt.

Die Amplituden des Rotor- und des Statorfelds sind auf die Amplitude des maximalen Rotorfelds

$$|\mathbf{B}_{R,\max}| = |\mathbf{B}_R| (d_{PKH} = 0) \quad (5.4)$$

normiert. Der Abstand d_{PKH} ist mit der Luftspaltweite d_a normiert. Für Abstände

$$d_{PKH}/d_a < 4 \quad (5.5)$$

gilt für das Verhältnis der Flussdichteamplituden

$$\frac{|\mathbf{B}_R|}{|\mathbf{B}_S|} > 1. \quad (5.6)$$

Für grössere Abstände dominiert der Einfluss des Statorfelds was die Bestimmung des Rotorwinkels erheblich erschwert.

In Abb. 5.2 ist die, mittels FEM Berechnung ermittelte, Temperaturverteilung in der Nähe des Pumpkopfs dargestellt. Die Fluidtemperatur beträgt 250°C und die Eingangsleistung der Pumpe entspricht 1 kW . Die Temperatur des Pumpkopfs ϑ_{PK} , des Gehäuses ϑ_G und des Eisenzahns ϑ_Z sind mithilfe des thermischen Modells bestimmt und bilden die Randbedingungen der Berechnung. Das mechanische Bauelement, in welchem die Hallsensoren befestigt werden können, weist einen kleinen Spalt zum Gehäuse auf um mechanische Spannungen aufgrund unterschiedlicher Ausdehnungskoeffizienten zu vermeiden. Aus diesem Grund ist die Temperatur des Gehäuses tiefer als die tiefste Temperatur der FEM Berechnung. Die Temperatur der Eisenzähne ist im oberen Zahnbereich höher als die

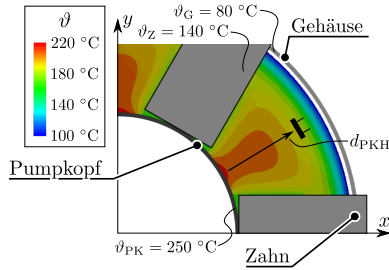


Abbildung 5.2: FEM Berechnung der Temperaturverteilungen an möglichen Hall-sensorpositionen mit Randbedingungen.

Temperatur bei den Statorspulen, welche in Kapitel 4.3.3 angegeben ist. Im Bereich, in welchem Hallsensoren platziert werden können, sind Temperaturen von bis zu 220 °C zu erwarten.

Die Bestimmung des Rotorwinkels ist möglich, solange (5.5) bzw. (5.6) erfüllt ist. Für diese Abstände d_{PKH} übersteigt die Temperatur des Hall-elements ϑ_{Hall} allerdings Temperaturen von 200 °C , siehe Abb. 5.1(b). Dies erfordert den Einsatz von temperaturstabilen und teuren Hallsensoren. Aus diesem Grund wird der Rotorwinkel in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe winkelsensorlos aus dem Verhalten des Magnetlagers sowie den Antriebsspannungen und den Antriebsströmen bestimmt. Die Verfahren sind in Kapitel 6 beschrieben.

5.2 Radialpositionssensoren

In der Literatur sind verschiedene Verfahren zur berührungslosen Distanzmessung aufgeführt [80]. Eine Auswahl von Messverfahren, welche in Magnetlagern eingesetzt werden, ist in Tab. 5.1 aufgeführt.

Optische und magnetische Systeme können aus den in Kapitel 5.1 aufgelisteten Gründen nicht zur Bestimmung der Radialposition genutzt werden. Die Verwendung eines kapazitiven Verfahrens setzt ein definiertes elektrisches Potential des Rotors voraus. Aus Gründen der berührungsfreien Lageregelung kann das elektrische Potential des Rotors jedoch nicht festgelegt werden. Des Weiteren sind kapazitive und auch akustische

Tabelle 5.1: Übersicht über kontaktfreie Verfahren zur Distanzmessung.

Verfahren	Messgrösse
optisch	Laufzeit und/oder Phase des Lichts, basierend auf Reflexion
magnetisch	Amplitude des Rotorfelds
kapazitiv	kapazitive Kopplung zwischen Rotor und Sensor
akustisch	Laufzeit (Ultraschall)
hochfrequent	elektrische Maschinengrößen
induktiv	induktive Kopplung, Wirbelströme

Messprinzipien stark von den Eigenschaften des Prozessfluids abhängig. Die kapazitive Kopplung und die Laufzeit eines Ultraschallsignals hängen von der Dielektrizitätskonstante und der Schallgeschwindigkeit des Mediums ab. Beide Verfahren eignen sich nicht, da die Lageregelung sowohl im Pumpbetrieb, mit Silikonöl im Pumpkopf, als auch im trockenen Zustand, mit Luft im Pumpkopf, funktionieren muss.

Bei hochfrequenten Radialpositionsmessverfahren wird die Rotorposition aus den elektrischen Grössen der Maschine bestimmt. Eine Veränderung der effektiven Rotorposition hat einen Einfluss auf den effektiven Widerstand und die effektive Induktivität der Statorspulen, da sich der Luftspalt verändert [81]. Induktivität und effektiver Widerstand werden durch die Flussführung und durch Wirbelströme im Rotor beeinflusst. Die Impedanz der Statorspulen kann mit einem hochfrequenten Messsignal bestimmt werden oder es werden die hochfrequenten Harmonischen des Statorstroms genutzt, welche durch die taktende Betriebsweise des Umrichters entstehen. Alternativ können zusätzliche Spulen auf die Eisenzähne gewickelt oder in der Nähe des Luftspalts positioniert werden. In diesem Fall spricht man von induktiven Sensoren. Der Vorteil der zusätzlichen Spulen liegt in der einfacheren Auswertung, da die Elektronik zur Bestimmung der Impedanz nicht den hohen Spannungen und Strömen der Antriebsspulen ausgesetzt ist. Vernachlässigt man den Einfluss der tieffrequenten Antriebsspannungen und Ströme, so funktionieren hochfrequente und induktive Verfahren gleichwertig. Im Folgenden werden die beiden Ansätze nicht weiter unterschieden. In der lagerlosen Hochtemperaturpumpe werden, je nach verwendetem Pumpkopf, zwei unterschiedliche, induktive Verfahren zur Messung der radialen Rotorposition verwendet.

5.2.1 Konventionelle Radialpositionssensoren

Induktive Sensoren basieren im vorliegenden Fall auf dem Prinzip, dass ein hochfrequentes Messfeld mittels einer auf den Eisenzahn gewickelten Spule erzeugt wird, welches sich bevorzugt in Materialien mit einer relativen Permeabilität

$$\mu_r > 1 \quad (5.7)$$

schliesst. Wird der Abstand zwischen der Spule und magnetisierbarem Material verringert, so erhöht sich die Induktivität der Spule. In Materialien mit hoher elektrischer Leitfähigkeit

$$\sigma \gg 0 \quad (5.8)$$

entstehen zudem Wirbelströme durch das Wechselfeld der Spule. Dies verringert die effektive Induktivität und erhöht den effektiven Widerstand der Spule [82]. Alternativ kann auch die magnetische Kopplung zwischen mehreren Spulen analysiert werden. Über eine Messung der Impedanz und/oder der magnetischen Kopplung wird der Abstand zwischen der Erregerspule des Messfelds und ferromagnetischen oder elektrisch leitfähigen Materialien berechnet. In der lagerlosen Hochtemperaturpumpe ist der Wirbelstromeffekt dominant, da die relative Permeabilität des Rotormaterials in guter Näherung gleich Eins ist. Eine Verringerung des Abstands zwischen Statorzahn und Rotor führt zu höheren Wirbelstromverlusten im Rotor. Dies erhöht den effektiven Widerstand und verringert die effektive Induktivität der Spule. Die einzigen ferromagnetischen Materialien sind die Eisenzähne. Diese werden genutzt um das Feld der Messspulen zum Luftspalt zu führen.

Der Vorteil induktiver Distanzmessverfahren ist die Anwendbarkeit bei hohen Temperaturen von bis zu 500 °C [83]. Da in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe keine Temperaturen über 250 °C auftreten, können solche Sensoren in der Nähe des Pumpkopfs platziert werden. Für den Betrieb mit aluminiumverstärktem PTFE-Pumpkopf, siehe Kapitel 7.4.1, kann die radiale Rotorposition aus der Impedanz der Statorspulen bestimmt werden, da der im Bereich der Statorzähne elektrisch nicht leitfähige Pumpkopf die Radialpositionsmessung nicht beeinflusst.

5.2.2 Sensoren für Edelstahlpumpköpfe

Zur Erhöhung der mechanischen Festigkeit des Pumpkopfs kann dieser komplett aus Edelstahl gefertigt werden, siehe Kapitel 7.4.1. Im Unterschied zum aluminiumverstärkten PTFE-Pumpkopf ist der Edelstahlpumpkopf auch im Bereich vor den Zähnen elektrisch leitfähig. Die konventionelle Radialpositionssensorik, siehe 5.2.1, kann in diesem Falle nicht verwendet werden, da die Impedanz der Spule sowohl von der Position des Rotors als auch von der Position des Pumpkopfs abhängen würde. Für den stabilen Betrieb des Magnetlagers muss die Rotorposition allerdings eindeutig bestimmt werden können. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Funktionsweise einer neuartigen Radialpositionssensorik vorgestellt. Der Einfluss des Pumpkopfs wird dabei durch eine kombinierte Evaluation des effektiven Widerstands und der effektiven Induktivität der Messspulen kompensiert.

In Abb 5.3(a) ist eine schematische Darstellung der lagerlosen Pumpe mit Edelstahlpumpkopf gezeigt. Der Rotor ist um Δx in x -Richtung ausgelenkt. Die maximale Auslenkung wird durch die Abmessungen des Impellers, bestehend aus Magnet, Umkapselung und hydraulischem Element sowie des Pumpkopfs bestimmt. Die Umkapselung des Rotors besteht aus Aluminium mit der Leitfähigkeit

$$\sigma_{Al} \approx 35 \text{ MS.} \quad (5.9)$$

Die Verwendung einer Umkapselung führt zu höheren Amplituden der Wirbelströme im Rotor und erhöht die Sensitivität der Impedanz der Spule auf eine Rotorbewegung. Aus Gründen der Einfachheit wird nur die Sensorik in x -Richtung betrachtet. Die Krümmung des Impellers und des Rotors sowie die dreidimensionale Form der Eisenzähne werden vernachlässigt. Die Vernachlässigung der Krümmung ist zulässig, da die Auslenkungen des Rotors wesentlich kleiner sind als der Durchmesser des Pumpkopfs. Die dreidimensionale Form des Eisenzahns hat einen Einfluss auf die nicht positionsabhängige Impedanz der Messspulen und ist vor allem relevant falls die radiale Auslenkung mit den Antriebsspulen bestimmt wird. Die Bestimmung der Rotorauslenkung in y -Richtung kann aus den Impedanzen der Spulen L_2 , L_3 , L_5 und L_6 berechnet werden, wird jedoch hier im Sinne einer Beschränkung auf das Wesentliche nicht weiter analysiert.

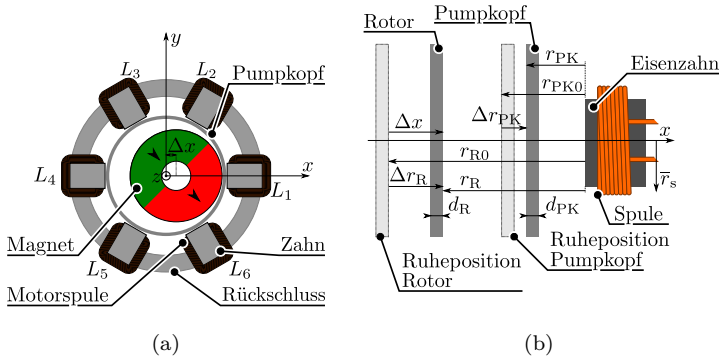


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung der lagerlosen Pumpe mit Edelstahlpumpkopf und ausgelenktem Rotor (a) und Darstellung des vereinfachten Modells für die numerische Simulation der effektiven Impedanz der Sensorspule (b).

Eine schematische Darstellung des vereinfachten Modells der Positionsensorik für den Edelstahlpumpkopf ist in Abb. 5.3(b) gezeigt. Der Eisenzahn ist zylindrisch und der Pumpkopf sowie die Rotorumkapselung sind mit Scheiben unendlicher Ausdehnung modelliert. Somit ist das Modell rotationssymmetrisch um die x -Achse. Dies beschleunigt die numerische Berechnung signifikant. In diesem Beispiel wird nicht die Antriebsspule sondern eine zusätzliche, auf den Eisenzahn gewickelte, Sensorspule verwendet. Der Abstand r_R zwischen der Oberfläche des Eisenzahns und der Rotorumkapselung ist

$$r_R = r_{R0} - \Delta r_R, \quad (5.10)$$

wobei r_{R0} den nominalen Abstand kennzeichnet. Die Variation der Rotorposition wird mit Δr_R bezeichnet. Falls der Rotor in der Mitte des Pumpkopfs schwebt gilt

$$\Delta x = \Delta r_R = 0 \Leftrightarrow r_R = r_{R0}. \quad (5.11)$$

Analog gilt für den Abstand zwischen der Oberfläche des Eisenzahns und der Oberfläche des Pumpkopfs

$$r_{PK} = r_{PK0} - \Delta r_{PK}, \quad (5.12)$$

mit dem nominalen Abstand $r_{\text{PK}0}$ und der Variation Δr_{PK} . Mit Δr_{PK} werden Bewegungen des Pumpkopfs aufgrund thermischer Ausdehnung und/oder hydraulischer Kräfte modelliert. Falls das Magnetlager ausgeschaltet ist, befindet sich der Rotor an der Pumpkopfwand, es gilt

$$r_{\text{R}} = r_{\text{PK}}. \quad (5.13)$$

Die nominellen Abstände sind abhängig von der Geometrie des Rotors, des Pumpkopfs und dem Einbauort der Spulen, bzw. der Form der Einsenzähne. Die Dicke der Pumpkopfwand wird mit d_{PK} und die Dicke der Rotorumkapselung mit d_{R} bezeichnet. Der mittlere Radius der Spule wird mit $\bar{r}_{\text{s}}$ bezeichnet. Im Folgenden sind alle Abstände auf den mittleren Spulenradius normiert.

Der Pumpkopf besteht aus Edelstahl 1.4301 mit der relativen Permeabilität μ_{r} und der elektrischen Leitfähigkeit bei Raumtemperatur σ_{PK} . Es gilt

$$\begin{aligned} \mu_{\text{r}} &\approx 1, \\ \sigma_{\text{PK}} &\approx 1.37 \text{ MS/m}. \end{aligned} \quad (5.14)$$

Das hochfrequente Messfeld der Positionssensorik führt auch in der leitenden Pumpkopfwand zu Wirbelstromverlusten. Um die Dämpfung des Felds in der Pumpkopfwand klein zu halten muss für die Eindringtiefe δ_{PK} gelten

$$\delta_{\text{PK}} = \sqrt{\frac{2}{\sigma_{\text{PK}} \omega_1 \mu_{\text{r}} \mu_0}} \geq d_{\text{PK}}. \quad (5.15)$$

Gleichung (5.15) definiert eine obere Grenze für die Frequenz ω_1 der hochfrequenten Signale, welche zur Bestimmung der effektiven Induktivität genutzt werden können. Andererseits muss die Messfrequenz weit genug über der Grundfrequenz der Antriebsfelder liegen um Störeinflüsse klein zu halten. In der lagerlosen Pumpe wird eine Frequenz von

$$\omega_1 = 2\pi \cdot 37 \text{ kHz} \quad (5.16)$$

für die Bestimmung der Impedanz der Spulen gewählt. Die Messfrequenz liegt zwischen der dritten und der vierten hochfrequenten Harmonischen des Antriebsstroms, welche aufgrund der Taktung des Umrichters mit 8.2 kHz entstehen. Bei einer Pumpkopfdicke von $d_{\text{PK}} = 0.5 \text{ mm}$ führt

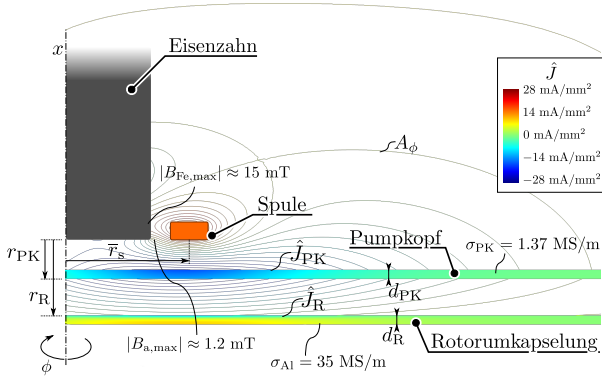


Abbildung 5.4: Feldlinienverlauf der Radialpositionssensorik für Edelstahlpumpköpfe und Amplituden der induzierten Ströme in der Wand des Edelstahlpumpkopfs und in der Aluminiumumkapselung des Rotors. Die maximalen magnetischen Flussdichten des Messfelds treten an der Oberfläche des Eisenzahns und in der Luft direkt vor dem Zahn auf. Das Vorzeichen der Stromdichteamplitude $\hat{J}$ gibt Auskunft über die Richtung in welche die Wirbelströme fließen (positiv: aus der Ebene hinaus).

dies zu einem Verhältnis von

$$\frac{\delta_{PK}}{d_{PK}} \approx 4.47. \quad (5.17)$$

Die Amplitude des Messfelds wird durch den Pumpkopf um circa 1.94 dB gedämpft. Die nachfolgenden Resultate zeigen, dass eine eindeutige Bestimmung der Rotorposition trotz der Dämpfung möglich ist.

Im Folgenden wird der Einfluss der Pumpkopfwand auf die Impedanz der Sensorspulen mittels Resultaten aus numerischen Berechnungen gezeigt. In Abb. 5.4 sind die Feldverteilung in der Nähe einer Spule sowie die Amplitude der induzierten Stromdichte im Pumpkopf $\hat{J}_{PK}$ und in der Rotorumkapselung $\hat{J}_R$ dargestellt. Da (5.15) erfüllt ist, durchdringt das Feld der Sensorspule die Pumpkopfwand und führt zu Wirbelströmen in der Rotorumkapselung. Diese hat eine Dicke von $d_R = 0.5 \text{ mm}$.

Der numerische Ansatz wird gewählt, da keine analytischen Modelle für eine Wirbelstromgeometrie mit zwei hintereinanderliegenden, elektrisch leitenden Oberflächen bekannt sind. Die Rotorposition wird für

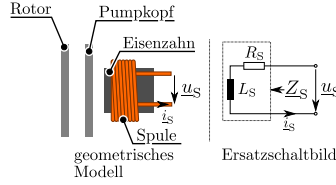


Abbildung 5.5: Elektrisches Ersatzschaltbild der Sensorik für Edelstahlpumpköpfe mit effektiver Impedanz $\underline{Z}_S$, effektivem Widerstand R_S und effektiver Induktivität L_S und geometrisches Modell der numerischen Simulation.

verschiedene Pumpkopffpositionen variiert. Für die Rotorauslenkung gilt

$$\begin{aligned} \max(r_R) &= \frac{2}{3}\bar{r}_s, \quad \min(r_R) = \frac{1}{3}\bar{r}_s, \\ r_{R0} &= \frac{1}{2}(\max(r_R) + \min(r_R)) = \frac{1}{2}\bar{r}_s, \end{aligned} \quad (5.18)$$

und für die Pumpkopfauslenkung

$$\begin{aligned} \max(r_{PK}) &= \frac{1}{3}\bar{r}_s, \quad \min(r_{PK}) = \frac{1}{4}\bar{r}_s, \\ r_{w0} &= \frac{1}{2}(\max(r_{PK}) + \min(r_{PK})) = \frac{7}{24}\bar{r}_s. \end{aligned} \quad (5.19)$$

Das Minimum der Rotor- und das Maximum der Pumpkopfauslenkung fallen zusammen. In der Berechnung wird für diesen Fall eine dünne, elektrisch nicht leitende Grenzschrift zwischen Rotor und Pumpkopf definiert.

Im Folgenden wird die effektive Eingangsimpedanz $\underline{Z}_S$ der Messspule verwendet. Die Impedanz hängt vom effektiven Widerstand R_S und der effektiven Induktivität L_S ab. Es gilt

$$\underline{Z}_S = R_S + j\omega L_S = \frac{u_S}{i_S}, \quad (5.20)$$

mit der Spannung u_S über der Messspule und dem Strom i_S . Die effektive

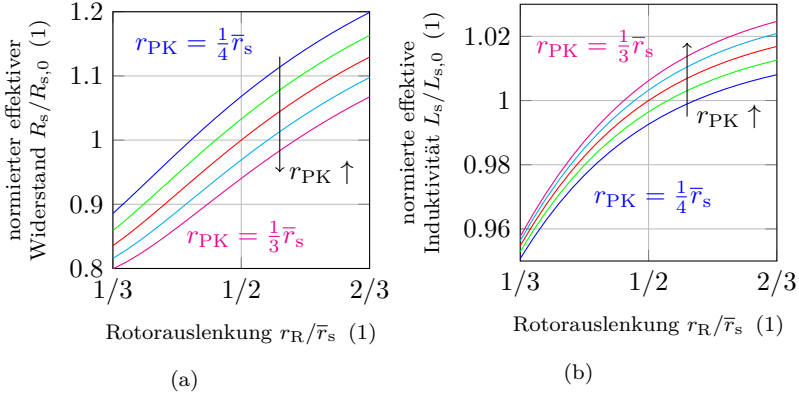


Abbildung 5.6: Effektiver Widerstand R_S (a) und effektive Induktivität L_S (b) der Radialpositionssensorik für Edelstahlpumpköpfe über der normierten Rotorauslenkung bei verschiedenen Pumpkopfpositionen.

Impedanz beschreibt das elektrische Verhalten der Messspule, es gilt

$$\begin{aligned}\underline{Z}_S &= R_0 + j\omega_1 L_0 + \underline{f}(\omega_1, \sigma_{PK}, r_{PK}, \sigma_R, r_R), \\ R_S &= R_0 + \operatorname{Re}(\underline{f}), \\ L_S &= L_0 + 1/\omega_1 \cdot \operatorname{Im}(\underline{f}),\end{aligned}\tag{5.21}$$

wobei R_0 und L_0 den ohmschen Widerstand sowie die Selbstinduktivität der Messspule ohne den Einfluss des Pumpkopfs und des Rotors kennzeichnen. Die komplexe Funktion $\underline{f}$ beinhaltet die Rückwirkungen der Wirbelströme im Pumpkopf und in der Rotorumkapselung auf die effektive Impedanz der Messspule. Der effektive Widerstand R_S und die effektive Induktivität L_S werden für die Bestimmung der Rotorposition verwendet. In Abb. 5.5 sind das geometrische Modell, welches für die numerische Simulation verwendet wird, und das äquivalente Ersatzschaltbild dargestellt.

In Abb. 5.6 sind R_S und L_S für verschiedene Rotor- und Pumpkopfpositionen normiert auf die Werte bei nominaler Pumpkopfposition und

Rotorauslenkung

$$\begin{aligned} L_{s,0} &= L_s (\Delta r_{\text{PK}} = \Delta r_{\text{R}} = 0), \\ R_{s,0} &= R_s (\Delta r_{\text{PK}} = \Delta r_{\text{R}} = 0), \end{aligned} \quad (5.22)$$

dargestellt. Die Veränderung der effektiven Impedanz der Spule kann mit den linearisierten Sensitivitäten von R_s und L_s für kleine Variationen der Position des Rotors und der Pumpkopfwand beschrieben werden. Es gilt

$$\begin{aligned} S_{R,r_R} &= \left. \frac{\partial R_s}{\partial r_R} \right|_{r_R=r_{R0}}, \\ S_{L,r_R} &= \left. \frac{\partial L_s}{\partial r_R} \right|_{r_R=r_{R0}}, \\ S_{R,r_{\text{PK}}} &= \left. \frac{\partial R_s}{\partial r_{\text{PK}}} \right|_{r_{\text{PK}}=r_{\text{PK0}}}, \\ S_{L,r_{\text{PK}}} &= \left. \frac{\partial L_s}{\partial r_{\text{PK}}} \right|_{r_{\text{PK}}=r_{\text{PK0}}}. \end{aligned} \quad (5.23)$$

Aus Abb. 5.6 ist ersichtlich, dass für die Sensitivitäten gilt

$$\begin{aligned} S_{R,r_R} &> 0, \quad S_{R,r_{\text{PK}}} < 0, \\ S_{L,r_R} &> 0, \quad S_{L,r_{\text{PK}}} > 0. \end{aligned} \quad (5.24)$$

Die unterschiedlichen Vorzeichen der Sensitivitäten bilden die Grundlage des neuartigen Sensorkonzepts.

In Abb. 5.7 ist die effektive Induktivität über dem effektiven Widerstand für die im Betrieb auftretenden Rotor- und Pumpkopfpositionen, siehe (5.18) und (5.19), dargestellt. Die durchgezogenen Linien repräsentieren eine Rotorbewegung vom Minimum zum Maximum der Rotorauslenkung r_R bei konstanter Pumpkopfauslenkung r_{PK} . Gepunktete Linien kennzeichnen konstante Werte r_R bei einer Variation von r_{PK} . Aufgrund der Vorzeichen in (5.24) können sich die Kurven nicht schneiden. Demzufolge ist es immer möglich die Rotor- und die Pumpkopfposition aus der effektiven Induktivität und dem effektiven Widerstand der Sensorspule zu bestimmen. Der rotorpositionsunabhängige Widerstand der Spule ist relativ gross. Dies liegt an den Wirbelstromverlusten im Statoreisen, da dieses für die Grundfrequenz des Antriebs optimiert wurde. Eine Verrin-

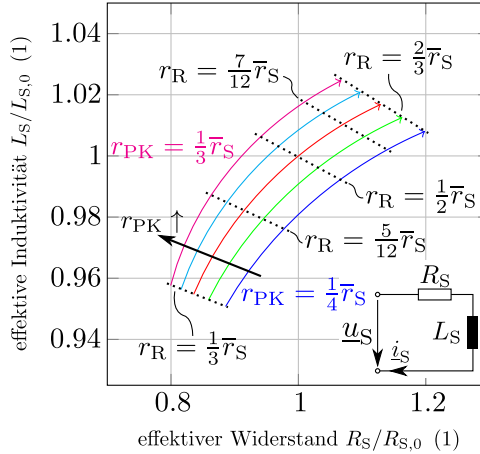


Abbildung 5.7: Effektive Induktivität über effektivem Widerstand der Messspule für verschiedene Rotor- und Pumpkopfpositionen. Gepunktete Linien kennzeichnen gleiche Rotorauslenkungen r_R , durchgezogene Linien kennzeichnen gleiche Pumpkopfauslenkungen r_{PK} .

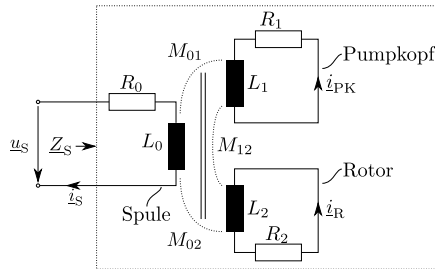


Abbildung 5.8: Elektrisches Ersatzschaltbild der Sensorik für Edelstahlpump- köpfe.

gerung der Blechdicke wäre für die Sensitivität der Sensorik vorteilhaft. Materialien wie z.B. Ferrite wären mit Blick auf ihre Hochfrequenzcharakteristik zwar besser als geblechtes Eisen, würden von den hohen magnetischen Feldstärken des Rotormagneten aber in die Sättigung getrieben.

Das Verhalten der Sensorik lässt sich qualitativ mit dem Transformatorersatzschaltbild in Abb. 5.8 modellieren. Zu diesem Zweck werden

die Messspule, der Pumpkopf und die Rotorumkapselung gedanklich in drei Leiterschleifen unterteilt. Die primäre Leiterschleife beschreibt das Verhalten der Messspule. Mit der Pumpkopfleiterschleife und der Rotorleiterschleife wird die Stromführung im Pumpkopf und in der Rotorumkapselung modelliert. Die Komponenten des Ersatzschaltbilds repräsentieren die Widerstände, Induktivitäten und Kopplungsinduktivitäten der Leiterschleifen.

Das Ziel ist es mittels des Transformatormodells ein grundlegendes physikalisches Verständnis des Verhaltens der Sensorik für Edelstahlpumpköpfe bzw. eine Basis für die Auslegung des Sensorsystems zu schaffen. Zu diesem Zweck werden qualitative Aussagen über den Einfluss der Komponenten des Ersatzschaltbilds auf die Veränderung der Sensitivitäten, siehe (5.23), formuliert. Des Weiteren können Zusammenhänge zwischen den geometrischen Grössen r_R und r_{PK} sowie der Leitfähigkeit des Pumpkopfs σ_{PK} und den Komponenten des Ersatzschaltbilds aufgezeigt werden. Daraus lassen sich Richtlinien für eine Auslegung des Sensorsystems ableiten, welche auf die gewünschten Vorzeichen der Sensitivitäten (5.24) führt. Die numerische Simulation, welche den letzten Schritt der Sensorentwicklung bildet, kann somit zielgerichtet durchgeführt und der Entwurfsprozess beschleunigt werden.

Die Primärseite des Transformators wird durch die Primärleiterschleife mit dem Widerstand R_0 und der Induktivität L_0 gebildet. Die kurzgeschlossene Pumpkopf- und Rotorleiterschleife bilden die Sekundärseiten des Transformators mit den Widerständen und Induktivitäten R_1 , R_2 , L_1 und L_2 . Die Kopplungsinduktivitäten sind mit M_{01} , M_{02} sowie M_{12} bezeichnet. Die Komponenten sind in Tab. 5.2 aufgelistet. Die komplexe Eingangsimpedanz der Primärseite entspricht der effektiven Impedanz $\underline{Z}_S$ der Messspule.

Die Induktivität L_0 und der Widerstand R_0 werden mittels numerischer Simulation berechnet. Da nur qualitative Aussagen angestrebt werden, ist es ausreichend eine Windung zu simulieren. Vergleiche des Verhaltens des Transformatormodells mit den Resultaten der numerischen Simulation haben gezeigt, dass

$$\begin{aligned} L_1 &\ll L_0, \\ L_2 &\ll L_0, \end{aligned} \tag{5.25}$$

gilt. Im Folgenden werden die Induktivitätswerte L_1 und L_2 beispielhaft

Tabelle 5.2: Beschreibung der Komponenten des Transformatorersatzschaltbilds der Sensorik für Edelstahlpumpköpfe (Abb. 5.8).

Variable	Komponente
L_0	Induktivität der Primärleitorschleife
R_0	Widerstand der Primärleitorschleife
L_1	Induktivität der Pumpkopfleitorschleife
L_2	Induktivität der Rotorleitorschleife
R_1	Widerstand der Pumpkopfleitorschleife
R_2	Widerstand der Rotorleitorschleife
M_{01}	Kopplungsinduktivität zwischen der Primär- und der Pumpkopfleitorschleife
M_{02}	Kopplungsinduktivität zwischen der Primär- und der Rotorleitorschleife
M_{12}	Kopplungsinduktivität zwischen der Pumpkopf- und der Rotorleitorschleife
Z_S	Eingangsimpedanz des Transformators

auf ein Prozent von L_0 gesetzt. Für die Widerstände der Pumpkopf- und der Rotorleitorschleife gilt

$$\begin{aligned} R_1 &\gg R_0, \\ R_2 &\gg R_0. \end{aligned} \tag{5.26}$$

Beispielhaft wird angenommen, dass R_1 und R_2 um einen Faktor zehn grösser sind als R_0 . Die exakten Werte von L_1 , L_2 , R_1 und R_2 haben auf die gewonnen Erkenntnisse aber keinen Einfluss. Die Kopplungsinduktivitäten werden in Abhängigkeit der Kopplungsfaktoren k_{01} , k_{02} und k_{12} mit

$$\begin{aligned} M_{01} &= k_{01} \sqrt{L_0 L_1}, \\ M_{02} &= k_{02} \sqrt{L_0 L_2}, \\ M_{12} &= k_{12} \sqrt{L_1 L_2}, \end{aligned} \tag{5.27}$$

berechnet. Die Kopplungsfaktoren werden beispielhaft in den Bereichen

$$\begin{aligned} k_{01} &\in [0.05, 0.5], \\ k_{02} &\in [0.005, 0.25], \\ k_{12} &\in [0.05, 0.5], \end{aligned} \tag{5.28}$$

variiert. Für die qualitative Analyse des Verhaltens der Sensitivitäten sind die Abschätzungen (5.25), (5.26) und (5.28) ausreichend.

Die Verhältnisse zwischen den Kopplungsfaktoren werden mit

$$\begin{aligned} \Lambda &= \frac{k_{12}}{k_{02}}, \\ \Gamma &= \frac{k_{01}}{k_{12}} \end{aligned} \tag{5.29}$$

bezeichnet. Für grosse Λ ist die induktive Kopplung zwischen dem Strom in der Messspule und dem Strom im Rotor deutlich kleiner als die Kopplung zwischen den Wirbelströmen im Pumpkopf und im Rotor. Dies entspricht einer Geometrie mit grossem d_{PK} , hohem Leitwert σ_{PK} und kleinem Abstand

$$d_{PKR0} = |r_{R0} - r_{PK0}| \tag{5.30}$$

zwischen Pumpkopf und Rotor. Für $\Gamma < 1$ sind der Strom in der Messspule und der Wirbelstrom im Pumpkopf weniger stark gekoppelt als der Wirbelstrom im Pumpkopf und der Wirbelstrom im Rotor. Dies entspricht einer Geometrie mit einem grossen Abstand r_{PK0} und kleinem d_{PKR0} .

Die Berechnung der Eingangsimpedanz, bzw. der effektiven Impedanz $\underline{Z}_S$, basiert auf den Gleichungen für die Ströme im Ersatzschaltbild

$$\begin{aligned} \underline{u}_S &= \underline{i}_S (R_0 + j\omega_1 L_0) + j\omega_1 M_{01} \underline{i}_{PK} + j\omega_1 M_{02} \underline{i}_R, \\ 0 &= \underline{i}_{PK} (R_1 + j\omega_1 L_1) + j\omega_1 M_{01} \underline{i}_S + j\omega_1 M_{12} \underline{i}_R, \\ 0 &= \underline{i}_R (R_2 + j\omega_1 L_2) + j\omega_1 M_{12} \underline{i}_{PK} + j\omega_1 M_{02} \underline{i}_S. \end{aligned} \tag{5.31}$$

Das Gleichungssystem (5.31) kann nach den Strömen $\underline{i}_S$, $\underline{i}_{PK}$ und $\underline{i}_R$ aufgelöst werden. Die effektive Impedanz $\underline{Z}_S$ wird gemäss (5.20) berechnet.

Der Realteil von $\underline{Z}_S$ ist der effektive Widerstand R_S . Es gilt

$$R_S = \frac{1}{\mathbb{D}} \left\{ R_0 [\omega^2 (L_1^2 R_2^2 + R_1^2 (L_2 + M_{02})^2 + 2M_{12}^2 R_1 R_2) \right. \\ + \omega^4 (M_{12}^2 - L_1 (L_2 + M_{02}))^2 + R_1^2 R_2^2] \\ + M_{01} \omega^2 [\omega^2 (M_{12} R_2 (M_{01} M_{12} - L_1 M_{02}) + R_1 (L_2 + M_{02}) \\ \cdot (M_{01} (L_2 + M_{02}) - M_{02} M_{12})) + M_{01} R_1 R_2^2] \left. \right\} \quad (5.32)$$

Die Reaktanz X_S von $\underline{Z}_S$ ist

$$X_S = \frac{1}{\mathbb{D}} \left\{ \omega^5 [L_1 (L_2 + M_{02}) - M_{12}^2] [(L_2 + M_{02}) \right. \\ \cdot (L_0 L_1 - M_{01}^2) - L_0 M_{12}^2 + M_{01} M_{02} M_{12}] \\ + \omega^3 [L_1 L_2^2 (L_0 L_1 - M_{01}^2) + L_0 L_1^2 (L_2 + M_{02})^2 \\ + M_{12} L_1 L_2 (2L_0 M_{12} - M_{01} M_{02})] + L_0 L_1^2 L_2^2 \omega \left. \right\}. \quad (5.33)$$

Im Ausdruck für den Widerstand- und die Reaktanz ist der Term

$$\mathbb{D} = \omega_1^2 (L_1^2 R_2^2 + R_1^2 (L_2 + M_{02})^2 + 2M_{12}^2 R_1 R_2) \\ + \omega_1^4 (M_{12}^2 - L_1 (L_2 + M_{02}))^2 + R_1^2 R_2^2 \quad (5.34)$$

substituiert. Die Induktivität ist

$$L_S = \frac{X_S}{\omega_1}. \quad (5.35)$$

Die Variation des Kopplungsfaktors k_{01} für konstante Werte von Λ und Γ erlaubt eine Untersuchung der Sensitivität des effektiven Widerstands $S_{R,rR,ESB}$ und der Sensitivität der effektiven Induktivität $S_{L,rR,ESB}$. Die Sensitivitäten sind

$$S_{R,rR,ESB} = \left. \frac{\partial R_S}{\partial k_{01}} \right|_{k_{01}=0.275}, \quad (5.36) \\ S_{L,rR,ESB} = \left. \frac{\partial L_S}{\partial k_{01}} \right|_{k_{01}=0.275}.$$

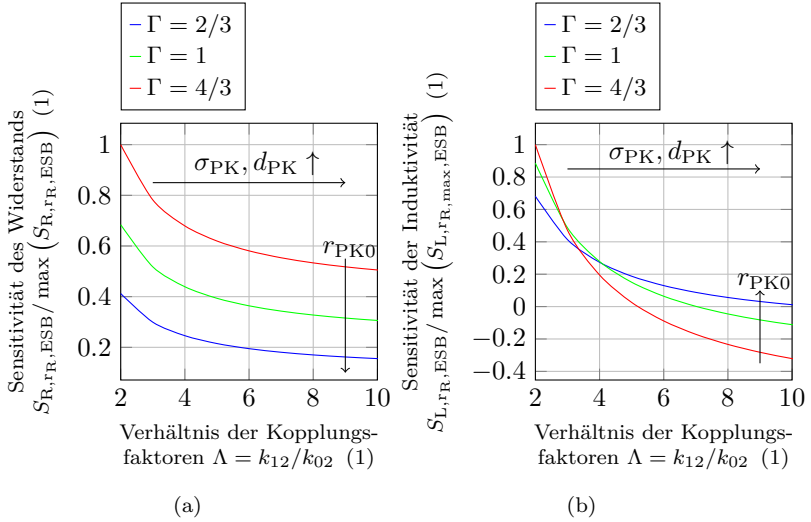


Abbildung 5.9: Abhängigkeit der Sensitivitätskurven des effektiven Widerstands (a) und der effektiven Induktivität (b) über Variation des Verhältnisses $\Lambda = k_{12}/k_{02}$ bei verschiedenen Verhältnissen $\Gamma = k_{01}/k_{12}$.

Wie oben erwähnt, dient das Transformatorersatzschaltbild hier nur zur qualitativen Analyse der Sensorik. Demzufolge entsprechen die Sensitivitäten $S_{R,rR,ESB}$ und $S_{L,rR,ESB}$ nicht exakt den numerisch berechneten Werten $S_{R,rR}$ und $S_{L,rR}$, da die Werte der Komponenten des Ersatzschaltbilds nur abgeschätzt werden können.

In Abb. 5.9 sind die Sensitivität des effektiven Widerstands $S_{R,rR,ESB}$ und die Sensitivität der effektiven Induktivität $S_{L,rR,ESB}$, welche mit dem Ersatzschaltbild bestimmt wurden, über der Variation des Verhältnisses Λ dargestellt. Die verschiedenen Kurven entsprechen verschiedenen Werten von Γ . Aus den Resultaten der Berechnung lassen sich folgende Richtlinien für die Auslegung der Sensorik ableiten:

- R1 Eine Vergrößerung von Λ führt zu einer Reduktion der Sensitivitäten und zu $S_{L,rR,ESB} < 0$. Die Rotorposition ist dann nicht mehr eindeutig bestimmbar. Eine Vergrößerung von Λ tritt durch eine Vergrößerung von d_{PK} oder σ_{PK} auf.

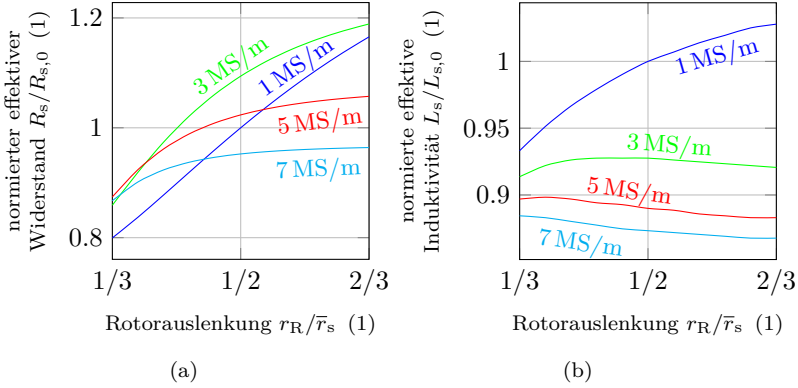


Abbildung 5.10: Numerische Simulation des effektiven Widerstands R_S (a) und der effektiven Induktivität L_S (a) über der Rotorauslenkung r_R für verschiedene Leitfähigkeiten σ_{PK} des Pumpkopfs. Die geometrischen Abmessungen entsprechen den vorgehenden numerischen Simulationen.

R2 Eine Vergrößerung von Γ ermöglicht die Einhaltung von $S_{L,r_R,ESB} > 0$ bei grösseren Werten von Λ .

R3 Eine Reduktion von Γ , durch eine Verkleinerung des Abstandes r_{PK0} , verbessert die Sensitivitäten $S_{R,r_R,ESB}$ und $S_{L,r_R,ESB}$.

In der lagerlosen Hochtemperaturpumpe sind die Dicke des Pumpkopfs d_{PK} und die Leitfähigkeit σ_{PK} durch die mechanischen Anforderungen und die Fertigungsmöglichkeiten gegeben. Der Abstand r_{PK0} wurde so lange erhöht, bis (5.24) erfüllt wurde.

Die Richtlinie R1 ist die wichtigste. Sie zeigt, dass es Werte von Λ gibt, bei denen die Sensitivitäten der effektiven Impedanz nicht die geforderten Vorzeichen aufweisen. Die Richtigkeit der Richtlinie wird anhand der Resultate einer weiteren numerischen Simulation gezeigt. Die Geometrie des Sensorsystems ist gleich wie bei den oben stehenden numerischen Berechnungen, siehe Abb. 5.3(b). Die Auslenkungen sind in (5.18) und (5.19) definiert. Die Leitfähigkeit der Rotorumkapselung ist ebenfalls gleich. In Abb. 5.10 sind der effektive Widerstand R_S und die effektive Induktivität L_S über der Rotorposition r_R für verschiedene Pumpkopfleitfähigkeiten σ_{PK} dargestellt. Für einen Leitwert von $\sigma_{PK} = 1 \text{ MS/m}$ erfüllen die Vorzeichen der Sensitivitäten (5.24). In der gegebenen Geometrie wird S_{L,r_R}

für einen Leitwert von

$$\sigma_{PK} \geq 3 \text{ MS/m} \quad (5.37)$$

negativ. Eine Erhöhung des Rotorabstands r_R hat dann den gleichen Einfluss auf die effektive Induktivität und den effektiven Widerstand wie eine Reduktion des Pumpkopfabstands r_{PK} . Die Rotorauslenkung und eine Variation der Pumpkopfposition sind dann nicht mehr eindeutig zu unterscheiden. Der Effekt tritt auf, da das Verhältnis Λ mit der Leitfähigkeit des Pumpkopfs steigt. Für hohe Werte von Λ kann die Kopplungsinduktivität M_{02} vernachlässigt werden. Die Wirbelströme in der Rotorumkapselung haben somit keine direkte Wirkung auf die effektive Impedanz der Spule sondern verringern nur die Amplitude der Wirbelströme in der Pumpkopfwand.

Die Resultate in Abb 5.10 zeigen:

- Die Radialpositionssensorik für Edelstahlpumpköpfe funktioniert nur falls die Geometrie des Sensorsystems an die Leitfähigkeiten des Pumpkopfs und des Rotors angepasst wird.
- Eine Reduktion der Leitfähigkeit ist unkritisch, da Λ abnimmt. Daher kann eine Sensorik welche bei Raumtemperatur funktioniert auch bei hohen Temperaturen eingesetzt werden.

Die Gültigkeit des vereinfachten numerischen Modells, siehe Abb. 5.3(b), wird mit Vergleichsmessungen im Motor gezeigt. In Abb. 5.11 sind die gemessene effektive Induktivität $L_{s,m}$ und der gemessene effektive Widerstand $R_{s,m}$ sowie die numerisch berechneten Werte dargestellt. Alle Messgrößen sind auf die effektive Induktivität $L_{s,m,0}$ und den effektiven Widerstand $R_{s,m,0}$ bei nominalem Pumpkopf- und Rotorabstand normiert. Im Motor lässt sich der Abstand zwischen dem Sensor und der Pumpkopfwand nicht unabhängig vom Abstand zwischen der Pumpkopfwand und dem Rotor einstellen. Aus diesem Grund sind alle Abstände auf die Pumpkopfwand bezogen. Für den Pumpkopfabstand r'_R gilt

$$r'_R = r_R - r_{PK} \quad (5.38)$$

Die Messungen und die numerische Berechnung der effektiven Induktivität und des effektiven Widerstands stimmen für kleine Abstände r_{PK} überein. Für grössere Abstände r_{PK} kann die Genauigkeit der numerischen Simulation verbessert werden indem die Krümmung des Rotors modelliert wird.

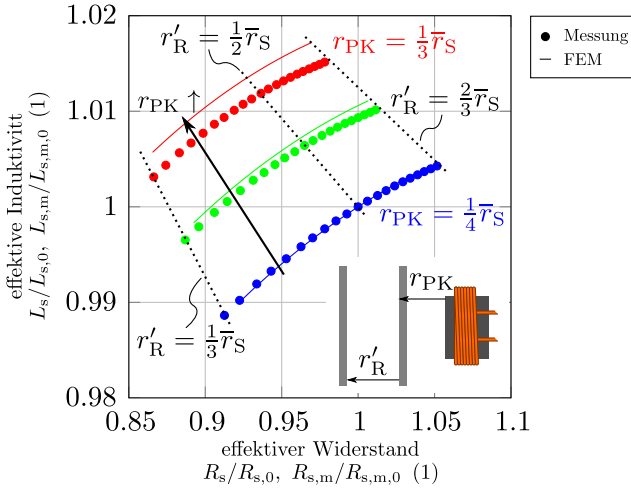


Abbildung 5.11: Gemessene und numerisch berechnete effektive Induktivität über effektivem Widerstand der Messspule für verschiedene Rotor- und Pumpkopffpositionen. Gepunktete Linien kennzeichnen gleiche Rotorauslenkungen r'_R , durchgezogene Linien kennzeichnen gleiche Pumpkopfauslenkungen r_{PK} . Die Umrechnung zwischen r_R und r'_R ist in (5.38) definiert.

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Leitfähigkeit des Pumpkopfs, der Umkapselung des Rotors und der Spule verändert sich die effektive Impedanz der Messspulen mit der Temperatur. Dies stört die Positionsmessung, falls nur eine Spule verwendet wird. In der lagerlosen Hochtemperaturpumpe wird daher ein differentielles Messprinzip mit den Spulen L_1 und L_4 für die Berechnung der Auslenkung in x -Richtung verwendet und somit der Einfluss der Temperatur auf die Rotorpositionsmessung kompensiert.

5.3 Zusammenfassung

Für die Drehzahl- und die Lageregelung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe müssen der Rotorwinkel und die radiale Auslenkung des Rotors bekannt sein. Aufgrund der hohen Temperaturen in der Nähe des Pumpkopfs wird der Rotorwinkel nicht gemessen, sondern mittels winkelsensorloser Verfahren bestimmt. Die Radialposition wird mit induktiven Sen-

soren gemessen, da diese bei sehr viel höheren Temperaturen eingesetzt werden können als Hallsensoren.

Die Radialpositionsbestimmung ist abhängig vom verwendeten Pumpkopf. Bei elektrisch nicht leitenden Pumpköpfen kann eine konventionelle Wirbelstromsensorik verwendet werden. Falls ein Edelstahlpumpkopf zum Einsatz kommt, muss zwischen einer Bewegung des Pumpkopfs und einer Rotorauslenkung unterschieden werden. Diese Unterscheidung wird mit einem neuartigen Sensorkonzept erreicht, welches auf der Messung des effektiven Widerstandes und der effektiven Induktivität der Antriebspulen basiert. Es werden Bedingungen für die Geometrie des Sensorsystems und für die verwendeten Materialien formuliert, welche eine eindeutige Bestimmung der Rotorposition ermöglichen. Des Weiteren werden Richtlinien angegeben, mit welchen die Optimierung eines solchen Sensorsystems beschleunigt werden kann.

Kapitel 6

Winkelsensorlose Regelung

Für die Drehzahl- und die Radialpositionsregelung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe wird der Rotorwinkel benötigt, um die Antriebs- und Lagerströme vom rotorfesten ins statorfeste Koordinatensystem zu transformieren und um die Drehzahl des Rotors zu bestimmen. Die Transformation und die Reglerstrukturen sind in Kapitel 2.2 beschrieben. Aufgrund der hohen Temperatur in der Nähe des Pumpkopfs können keine Winkelsensoren verwendet werden. Die Begründung ist in Kapitel 5.1 detailliert dargelegt. Aus diesem Grund wird ein winkelsensorloses Verfahren genutzt. Der Rotorwinkel kann entweder vorgesteuert oder mit verschiedenen Schätzverfahren aus dem Betriebsverhalten der Maschine bestimmt werden. Die aus der Literatur bekannten Methoden zur Bestimmung des Rotorwinkels der permanentenerregten Synchronmaschine (PMSM) lassen sich in Methoden, welche die Anisotropien der Maschine nutzen und Methoden, welche die induzierte Spannung messen oder schätzen, unterteilen [84]. Zusätzlich zu den bekannten Methoden wird in diesem Kapitel ein modellbasiertes Schätzverfahren vorgestellt, mit welchem der Rotorwinkel in heteropolaren Magnetlagern und in lagerlosen Maschinen über das gesamte Drehzahlband, inklusive Stillstand, bestimmt werden kann.

Die Methoden der Winkelschätzung lassen sich in Verfahren, welche über den gesamten Geschwindigkeitsbereich nutzbar sind und Verfahren, welche im Stillstand und bei kleinen Drehzahlen nicht angewendet werden können, unterteilen. Letztere sind in der Implementierung einfacher und bei mittleren und hohen Drehzahlen in Bezug auf die Dynamik und die Störunterdrückung überlegen. Sie werden in dieser Arbeit wenn immer möglich angewendet und werden im Folgenden als Hochgeschwindigkeits-

winkelschätzer bezeichnet. Die drehzahlunabhängigen Verfahren werden nur im Stillstand und bei kleinen Drehzahlen verwendet.

6.1 Bestimmung des Rotorwinkels bei Stillstand und kleiner Drehzahl

Der Rotor der lagerlosen Hochtemperaturpumpe kann nur zum Schweben gebracht werden falls der Rotorwinkel bekannt ist. Dieser Vorgang wird als Startvorgang bezeichnet. Zuerst wird auf die Bestimmung des Rotorwinkels vor dem Startvorgang eingegangen, im Folgenden als Initialwinkelbestimmung bezeichnet. Danach wird die Anwendbarkeit verschiedener Verfahren zur Bestimmung oder zur Schätzung des Rotorwinkels bei Stillstand und bei kleinen Drehzahlen analysiert.

6.1.1 Initialwinkelbestimmung

In Abb. 6.1(a) ist die lagerlose Maschine mit ausgeschaltetem Magnetlager schematisch dargestellt. Der Rotor schwebt nicht, sondern ist an der Pumpkopfwand gelandet. Der Rotormagnet landet immer auf einem der Pole, da dieser Zustand die Energie des Luftspaltfelds minimiert. Der Winkel der Magnetisierungsachse ζ kann demzufolge mit

$$\zeta = \arctan \left(\frac{\Delta y}{\Delta x} \right) \quad (6.1)$$

aus der gemessenen radialen Auslenkung, mit Δx und Δy bezeichnet, bestimmt werden [85]. Für den Rotorwinkel θ gilt

$$\theta = \zeta, \quad (6.2)$$

falls der Nordpol die Statorwand berührt oder

$$\theta = \zeta + \pi, \quad (6.3)$$

falls der Südpol die Statorwand berührt. Zur Bestimmung des Rotorwinkels wird das Magnetlager im gesteuerten Betrieb betrieben. Eine Sollagerkraft $\mathbf{F}_B^*$ mit kleiner Amplitude wird rechtwinklig zur Magnetisierungsachse definiert. Basierend auf $\mathbf{F}_B^*$ und der Annahme, dass (6.2)

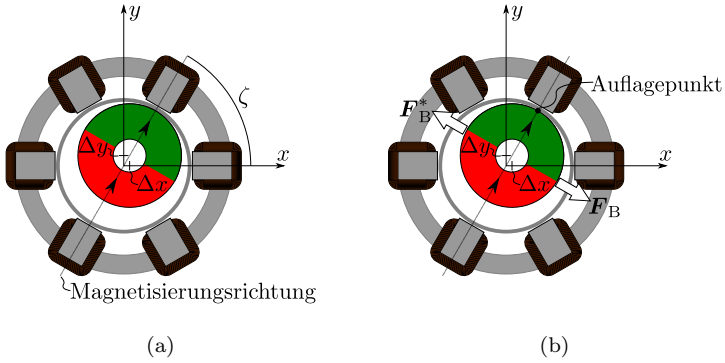


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der Magnetisierungsachse des nichtschwebenden Magnet (a) und Initialwinkelbestimmung mittels Abrollen an der Pumpkopfwand (b).

zutritt, prägen die Stromregler den Lagerstrom I_B in die Lagerspulen ein. Dies führt zur Lagerkraft F_B welche am Rotor angreift. Der Rotor wird demzufolge an der Pumpkopfwand abrollen, bzw. abkippen. Je nachdem ob (6.2) oder (6.3) zutrifft rollt der Rotor entweder in die Richtung von F_B^* oder in die entgegengesetzte Richtung. Das Abrollen wird von den Positionssensoren gemessen und der Initialwert des Rotorwinkelschätzers $\hat{\theta}_{init}$ wird entsprechend gesetzt. Nachdem der Schätzwert des Initialwinkels bestimmt ist, kann der Rotor gestartet werden.

In Abb. 6.1(b) sind der Rotor und die Soll- sowie die tatsächliche Lagerkraft für den Fall, dass die Annahme (6.2) falsch ist, dargestellt.

6.1.2 Gesteuerter Betrieb

Im gesteuerten Betrieb wird der Rotorwinkel durch das Antriebsfeld vorgegeben. Der Lageregler und der Antriebsstromregler verwenden einen vorgegebenen Winkel $\hat{\theta}$. Die Sollwerte für die Antriebsstromkomponenten werden zu

$$\begin{aligned} I_{D,d}^* &> 0, \\ I_{D,q}^* &= 0 \end{aligned} \tag{6.4}$$

gesetzt. Der Antriebsstromsollvektor $\mathbf{I}_D$ wird von der Regelung rotiert. Dies führt zu einem Winkelfehler

$$\Delta\theta = \hat{\theta} - \theta. \quad (6.5)$$

Das elektrische Moment ist vom Winkelfehler abhängig und kann mit

$$T_{z,el} = c_t \sin(\Delta\theta) \cdot I_{D,d}^* \quad (6.6)$$

angenähert werden, wobei mit c_t die Drehmomentkonstante bezeichnet wird, siehe (2.44). Im Betrieb mit konstanter Drehzahl gilt für kleine Winkelfehler

$$\Delta\theta \approx \frac{T_{z,L}}{c_t I_{D,d}^*}, \quad (6.7)$$

mit dem Lastmoment $T_{z,L}$. Der Winkelfehler im gesteuerten Betrieb lässt sich demzufolge mit der d -Komponente des Antriebsstromsollwerts einstellen. Da es sich bei der lagerlosen Pumpe um eine Radialpumpe handelt skaliert das Lastmoment quadratisch mit der Drehzahl. Ein gesteuerter Betrieb ist ineffizient, aber im Stillstand und bei kleinen Drehzahlen möglich. In der lagerlosen Pumpe wird der Rotorwinkel während des Startvorgangs vorgesteuert. Sobald der Rotor stabil schwebt, schaltet die Regelung auf die modellbasierte Winkelschätzung um.

6.1.3 Berechnung des Rotorwinkels aus Maschinenanisotropien

Anisotropie Methoden zur Bestimmung des Rotorwinkels nutzen den Einfluss einer konstruktionsbedingten Saliens des Rotors oder der abschnittsweisen magnetischen Sättigung des Statoreisens auf die Induktivitäten der Statorwicklungen zur Bestimmung des Rotorwinkels [86–89]. Da die magnetische Permeabilität des Rotormagneten abhängig von der Magnetisierungsrichtung ist lassen sich solche Verfahren grundsätzlich bei allen PMSM anwenden [90]. Die Winkelbestimmung basiert üblicherweise auf der Einspeisung und Auswertung hochfrequenter Messsignale zur Bestimmung der Statorinduktivitäten. In einer lagerlosen Maschine gilt für die Selbstinduktivität L_i der i -ten Wicklung

$$L_i = L_0 + L_\theta \cos(2\theta + \varphi_i) + L_\Delta(\Delta x, \Delta y, \varphi_i), \quad (6.8)$$

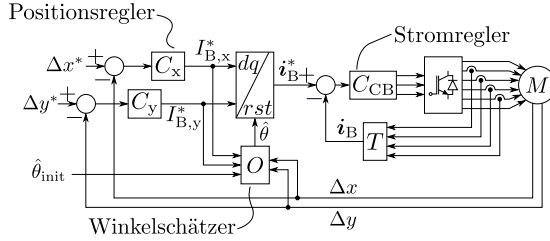


Abbildung 6.2: Blockschaltbild der Radialpositionsregelung mit modellbasiertem Beobachter.

mit der winkel- und radialpositionsunabhängigen Induktivität L_0 , dem Rotorwinkel θ , dem vom Einbauort der Spule abhängigen Winkel φ_i und den translatorischen Auslenkungen Δx , Δy . Der Vorteil liegt in der Anwendbarkeit über das gesamte Drehzahlband. So kann der Rotorwinkel auch im Stillstand und bei kleinen Drehzahlen bestimmt werden. Die Herausforderungen liegen einerseits in den hohen Anforderungen an die Signalverarbeitung, da in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe aufgrund des ringförmigen Rotors

$$L_0 \gg L_\theta \quad (6.9)$$

gilt. Andererseits ist der Einfluss der Position nur in der Ruheposition des Rotors vernachlässigbar, es gilt

$$L_\Delta(\Delta x, \Delta y, \varphi_i) = 0 \Leftrightarrow \Delta x = \Delta y = 0. \quad (6.10)$$

In der lagerlosen Hochtemperaturpumpe ist der Einfluss der radialen Auslenkung auf die Induktivitäten der Statorwicklungen bereits für kleine, im Betrieb durch Störeinflüsse hervorgerufene radiale Auslenkungen, deutlich grösser als der Einfluss des Rotorwinkels und müsste mit der gemessenen Rotorauslenkung kompensiert werden. Aus diesen Gründen wird auf anisotropiebasierte Methoden nicht weiter eingegangen.

6.1.4 Modellbasierter Winkelschätzer

In Abb. 6.2 ist ein Blockschaltbild der Lageregelung dargestellt. Die Positionsregler sind mit C_x , C_y bezeichnet. Der Stromregler ist mit C_{CB} ,

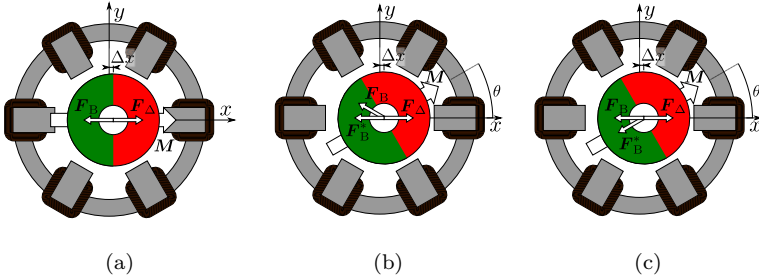


Abbildung 6.3: Radialkraftwirkung bei Auslenkung ohne Winkelschätzfehler (a), im instabilen Zustand mit unkompensiertem Winkelfehler (b) und nach der Kompensation durch die Lageregelung (c).

die Umrechnung von Phasen- zu Lagerstrom ist mit T und der Winkelschätzer ist mit O gekennzeichnet. Die Rotorverschiebungen in x - und y -Richtung sind mit Δx , Δy benannt. Die Lagerströme im rotierenden Koordinatensystem sind mit $I_{B,x}$, $I_{B,y}$ und im statorfesten Koordinatensystem mit i_B bezeichnet. Referenzwerte sind jeweils mit einem $(\cdot)^*$ gekennzeichnet. Der Winkelbeobachter vergleicht das Verhalten des Positionsregelkreises mit dem Verhalten eines Modells des Lagers mit bekanntem Winkel. Der Winkelschätzwert wird angepasst, bis sich Modell und reales System gleich verhalten.

Die Funktionsweise des modellbasierten Winkelschätzers wird mit einem Gedankenexperiment illustriert. Es kann angenommen werden, dass die Stromregler eine Übertragungsfunktion von 1 haben und dass der Rotor an der Position

$$\begin{aligned}\Delta x &= \Delta x^* > 0, \\ \Delta y &= \Delta y^* = 0\end{aligned}\tag{6.11}$$

schwebt. Aufgrund des idealen Stromreglers gilt

$$\mathbf{I}_B = \mathbf{I}_B^*,\tag{6.12}$$

wobei $\mathbf{I}_B$ der Lagerstrom und $\mathbf{I}_B^*$ der Lagerstromsollwert ist. Der geschätzte und der tatsächliche Rotorwinkel sind

$$\hat{\theta} = \theta = 0.\tag{6.13}$$

Dieser Zustand ist in Abb. 6.3(a) dargestellt. Die Magnetisierungsrichtung des Rotors ist mit M vermerkt. Im stabilen Zustand gilt für die Radialkraft $\mathbf{F}$ bestehend aus der Kraft aufgrund der Auslenkung $\mathbf{F}_\Delta$ und der Lagerkraft $\mathbf{F}_B$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \mathbf{F}_\Delta + \mathbf{F}_B = \begin{bmatrix} F_{\Delta,x} \\ F_{\Delta,y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{B,x} \\ F_{B,y} \end{bmatrix} = 0. \quad (6.14)$$

Die Auslenkung und das Magnetlager führen zu einer Veränderung des Luftspaltfelds, dies ist detailliert in Kapitel 2.3.2 beschrieben. Im Folgenden werden aus Gründen der Übersichtlichkeit nur Raumharmonische der Ordnung (1) und (2) beachtet, da dies ausreicht, um die Funktionsweise des modellbasierten Winkelbeobachters zu erklären. Auf den Einfluss der Raumharmonischen höherer Ordnung wird am Ende des Kapitels eingegangen.

Die Raumharmonischen des Luftspaltfelds im Falle des ausgelenkten Rotors sind

$$\begin{aligned} B_{r,(1)}(\varphi) &= \hat{B}_{r,(1),0} \cos(\varphi + \phi_{r,(1),0}), \\ B_{t,(1)}(\varphi) &= \hat{B}_{t,(1),0} \cos(\varphi + \phi_{r,(1),0}), \\ B_{r,(2)}(\varphi) &= \hat{B}_{r,(2),\Delta} \cos(2\varphi + \phi_{r,(2),\Delta}) \\ &\quad + \hat{B}_{r,(2),B} \cos(2\varphi + \phi_{r,(2),B}), \\ B_{t,(2)}(\varphi) &= \hat{B}_{t,(2),\Delta} \cos(2\varphi + \phi_{t,(2),\Delta}) \\ &\quad + \hat{B}_{t,(2),B} \cos(2\varphi + \phi_{t,(2),B}). \end{aligned} \quad (6.15)$$

Einsetzen der Bedingung (6.14) in (2.34) führt zu

$$\begin{aligned} F_x &\propto \int_0^{2\pi} (B_r^2 + B_t^2) \cos(\varphi) - (2B_t B_r) \sin(\varphi) d\varphi = 0, \\ F_y &\propto \int_0^{2\pi} (B_r^2 + B_t^2) \sin(\varphi) + (2B_t B_r) \cos(\varphi) d\varphi = 0. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Um (6.16) zu erfüllen, muss für die Amplituden und Phasen der Raumharmonischen zweiter Ordnung

$$\begin{aligned} \hat{B}_{r,(2),\Delta} &= \hat{B}_{r,(2),B}, \quad \phi_{r,(2),\Delta} + \pi = \phi_{r,(2),B}, \\ \hat{B}_{t,(2),\Delta} &= \hat{B}_{t,(2),B}, \quad \phi_{t,(2),\Delta} + \pi = \phi_{t,(2),B} \end{aligned} \quad (6.17)$$

gelten. Das Lagerfeld kompensiert das Feld, welches aufgrund der Auslenkung generiert wird. Die Phasen der Raumharmonischen sind

$$\begin{aligned}
 \phi_{r,(1),0} &= 0, \\
 \phi_{t,(1),0} &= -\pi/2, \\
 \phi_{r,(2),\Delta} &= 0, \quad \phi_{r,(2),B} = \pi, \\
 \phi_{t,(2),\Delta} &= -\pi/2, \quad \phi_{t,(2),B} = \pi/2,
 \end{aligned} \tag{6.18}$$

bei gegebener Auslenkung und Rotorwinkel. Im rotorflussorientierten Koordinatensystem ist der Lagerstrom

$$\mathbf{I}_B = \begin{bmatrix} I_{B,x} \\ I_{B,y} \end{bmatrix} = c_{r,a} \mathbf{F}_B = -c_{r,a} \mathbf{F}_\Delta, \tag{6.19}$$

wobei die Lagerkraftkonstante mit $c_{r,a}$ bezeichnet ist. Der Lagerstrom (6.19) wird mit dem Winkel $\hat{\theta}$ ins statorfeste Koordinatensystem transformiert und dann in die Statorspulen eingepreßt.

Im zweiten Schritt des Gedankenexperiments wird der Rotorwinkel zu $\theta > 0$ gesetzt, während der geschätzte Winkel $\hat{\theta}$ konstant gehalten wird. Die radiale Position des Rotors wird ebenfalls nicht verändert. Demzufolge sind die Lagerströme $\mathbf{I}_B$ und somit auch die Raumharmonischen des Lagerfelds konstant. Da die Phasenlage der Raumharmonischen des Auslenkungsfelds vom Rotorwinkel abhängig sind, gilt

$$\begin{aligned}
 B_{r,(1)}(\varphi) &= \hat{B}_{r,(1),0} \cos(\varphi - \theta), \\
 B_{t,(1)}(\varphi) &= \hat{B}_{t,(1),0} \cos(\varphi - \theta - \pi/2), \\
 B_{r,(2)}(\varphi) &= \hat{B}_{r,(2),\Delta} \cos(2\varphi - \theta) \\
 &\quad + \hat{B}_{r,(2),B} \cos(2\varphi + \pi), \\
 B_{t,(2)}(\varphi) &= \hat{B}_{t,(2),\Delta} \cos(2\varphi - \theta - \pi/2) \\
 &\quad + \hat{B}_{t,(2),B} \cos(2\varphi + \pi/2).
 \end{aligned} \tag{6.20}$$

Die Raumharmonischen zweiter Ordnung kompensieren sich nicht mehr. Einsetzen von (6.20) in (2.34) führt zu den Kraftkomponenten

$$\begin{aligned}
 F_{x,B} &< -F_{x,\Delta} \\
 F_{y,B} &> -F_{y,\Delta} = 0.
 \end{aligned} \tag{6.21}$$

Dieser Zustand ist instabil, da das Kräftegleichgewicht nicht erfüllt ist. Die Lagerkraft $\mathbf{F}_B$, welche auf den Rotor wirkt, stimmt nicht mehr mit der Referenzlagerkraft $\mathbf{F}_B^*$ überein, da der geschätzte Winkel nicht mehr dem tatsächlichen Winkel entspricht. Die Abweichung zwischen Referenzlagerkraft und wirkender Kraft kann in Abhängigkeit des Winkelschätzfehlers

$$\Delta\theta = \hat{\theta} - \theta \quad (6.22)$$

zu

$$\mathbf{F}_B = \begin{bmatrix} \cos(\Delta\theta) & -\sin(\Delta\theta) \\ \sin(\Delta\theta) & \cos(\Delta\theta) \end{bmatrix} \cdot \mathbf{F}_B^* \quad (6.23)$$

berechnet werden. Die Lagerkraft wird um den Winkel $\Delta\theta$ rotiert und der Rotor wird sich in die positive x - und in die positive y -Richtung bewegen. Die Lage der Auslenungskraft, der Referenzlagerkraft und der Lagerkraft in diesem Zustand sind in Abb. 6.3(b) dargestellt.

Im realen Betrieb wird die Bewegung des Rotors von der Positionssensorik detektiert und die Lageregler C_x und C_y passen die Lagerströme an bis (6.14) wieder erfüllt ist. Die Lagerströme und damit die Referenzlagerkraft werden demzufolge um den Winkel $\Delta\theta$ rotiert. Dieser Zustand ist in Abb. 6.3(c) dargestellt. Die vom Schätzfehler abhängige Anpassung der Lagerströme durch die Positionsregler bildet die Grundlage für den modellbasierten Winkelschätzer.

In Abb. 6.4(a) ist der Einfluss der Raumharmonischen höherer Ordnung dargestellt. Die Kraft, welche am ausgelenkten Rotor angreift, wird einmal mit dem reduzierten Modell mit Raumharmonischen erster und zweiter Ordnung und einmal mit dem Modell mit Raumharmonischen aller Ordnungen und unter Berücksichtigung von Streufeldern berechnet. Die Kraftkomponenten des einfachen Modells werden mit $F_{x,s}$, $F_{y,s}$ und die Kraftkomponenten des Modells mit allen Harmonischen mit $F_{x,c}$ und $F_{y,c}$ bezeichnet. Für den Rotorwinkel und den Winkelschätzwert gilt

$$\begin{aligned} \theta &\in [0, 2\pi] \\ \hat{\theta} &= 0. \end{aligned} \quad (6.24)$$

Falls der Einfluss der Raumharmonischen höherer Ordnung und der Streufelder beachtet werden soll, muss die Kopplungsmatrix in (6.23) um Cosinusterme mit $2\Delta\theta$, $3\Delta\theta$, etc. -Abhängigkeit erweitert werden.

Um den modellbasierten Winkelschätzer anwenden zu können, muss

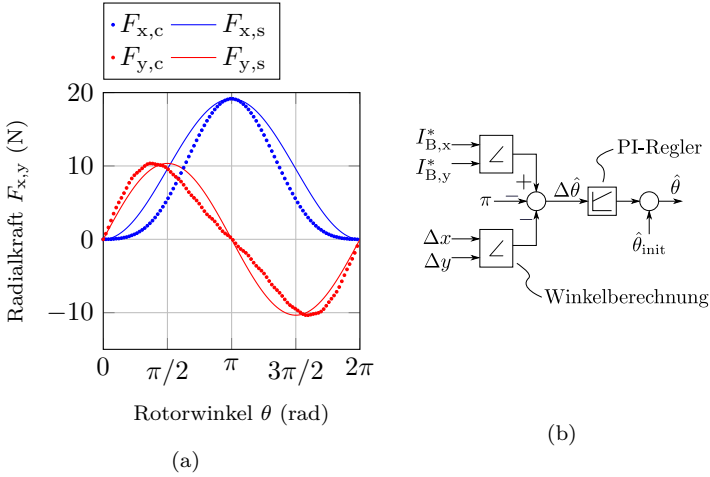


Abbildung 6.4: Einfluss der Raumharmonischen höherer Ordnung auf die Radialkraft (a) und Blockschaltbild des modellbasierten Beobachters (b).

eine externe radiale Kraft $\mathbf{F}_e$ auf den Rotor wirken. Die externe radiale Kraft

$$\mathbf{F}_e = \mathbf{F}_\Delta + \mathbf{F}_g + \mathbf{F}_\delta \quad (6.25)$$

setzt sich aus der Auslenkungskraft $\mathbf{F}_\Delta$, der Gravitationskraft $\mathbf{F}_g$ und der Störkraft $\mathbf{F}_\delta$ zusammen. Die Gravitationskraft $\mathbf{F}_g$ ist abhängig von der Orientierung der Maschine. Falls die Gravitationskraft in axiale Richtung wirkt, kann sie vernachlässigt werden. In der Störkraft $\mathbf{F}_\delta$ sind alle unbekannten radialen Kräfte zusammengefasst.

Im Folgenden wird angenommen, dass $\mathbf{F}_g$ vernachlässigbar ist und dass (6.12) gilt. Die externe radiale Kraft wird durch eine Auslenkung des Rotors $\Delta \mathbf{r}$ erzeugt. Es gilt

$$\Delta \mathbf{r} = \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix}, \quad |\Delta \mathbf{r}| \neq 0. \quad (6.26)$$

Der Winkelschätzfehler kann durch eine Linearisierung von (6.23) mit

$$\Delta \hat{\theta} = \angle(\mathbf{F}_B^*) - \angle(\mathbf{F}_e) - \pi = \angle(\mathbf{I}_B^*) - \angle(\Delta \mathbf{r}) - \pi \quad (6.27)$$

angenähert werden. Der geschätzte Winkel $\hat{\theta}$ wird mit

$$\hat{\theta} = \hat{\theta}_{\text{init}} + P\Delta\hat{\theta}(t) + I \int_0^t \Delta\hat{\theta}(\tau) d\tau \quad (6.28)$$

berechnet. Die Faktoren P und I sind die Verstärkungsfaktoren des Proportional- und des Integralteils der Schätzfunktion. Die Gleichungen (6.27) und (6.28) beschreiben die Funktionsweise des modellbasierten Winkelschätzers, das Blockschaltbild ist in Abb. 6.4(b) dargestellt.

Die radialen Störkräfte $\mathbf{F}_\delta$ sind anwendungsabhängig. Die Störkräfte in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe werden durch die Unwucht des Rotors und durch die hydraulischen Kräfte aufgrund des radial asymmetrischen Pumpkopfs hervorgerufen. Die Störkräfte führen zu einem nicht detektierbaren Winkelfehler $\Delta\theta_\delta$ und sind maximal, wenn die Störkräfte senkrecht zu den bekannten radialen Kräften $\mathbf{F}_\Delta + \mathbf{F}_g$ stehen. Für den nicht zu detektierenden Winkelfehler gilt

$$\Delta\theta_\delta = \arctan\left(\frac{|\mathbf{F}_\delta|}{|\mathbf{F}_\Delta + \mathbf{F}_g|}\right). \quad (6.29)$$

Sowohl die Kräfte aufgrund der Unwucht, als auch die hydraulischen Kräfte skalieren quadratisch mit der Drehzahl [91]. Bei tiefen Drehzahlen ist der Einfluss auf den nicht detektierbaren Fehler des modellbasierten Winkelschätzers klein.

Die Dynamik des Winkelschätzers und der mittlere Schätzfehler bei konstanter Drehzahl $\overline{\Delta\theta}$ lassen sich durch die Wahl der Verstärkungsfaktoren P und I einstellen. Ein grösserer I -Anteil führt zu einem kleineren Schätzfehler, verschlechtert aber die Dynamik des Beobachters und damit des Antriebsregelkreises. Messergebnisse aus dem Betrieb eines Beobachters mit hoher Dynamik sind in Abb. 6.6 gezeigt, Messergebnisse eines Beobachters mit kleinem mittleren Fehler in Abb. 6.8.

6.1.5 Verifikation

Die Verifikation des modellbasierten Winkelschätzers wurde mit zwei baugleichen, kommerziell verfügbaren, lagerlosen Maschinen durchgeführt. Die Rotoren der Maschinen sind mechanisch mit einer Welle verbunden und beide Motoren sind mit Winkelsensoren ausgestattet. Die antreiben-

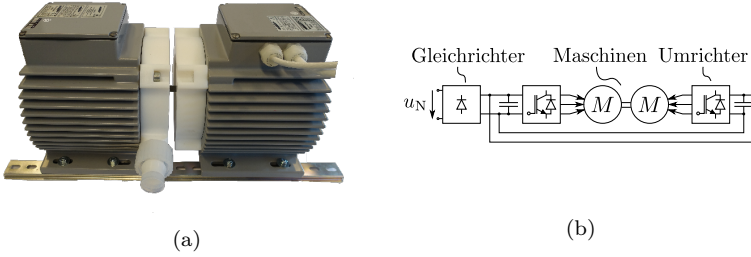


Abbildung 6.5: Versuchsaufbau zur Verifikation der winkelsensorlosen Regelung (a) und Blockschaltbild des Versuchsaufbaus (b).

de Maschine wird mit der zu verifizierenden Regelung angesteuert während die bremsende Maschine eine konventionelle Regelung mit Winkelsensoren verwendet. Mit diesem Aufbau können beliebige Lastmomente simuliert werden. In Abb. 6.5(a) sind die beiden Maschinen und in Abb. 6.5(b) ein Blockschaltbild der Umrichter und der Maschinen dargestellt. In der antreibenden Maschine wird der gemessene Winkel θ_m zur Bestimmung des Winkelschätzfehlers $\Delta\theta = \hat{\theta} - \theta_m$ genutzt. Der geschätzte Winkel und der Winkelfehler werden für mehrere Rotationen aufgezeichnet. Es wurden Versuche bei einer Drehzahl von 500 U/min im Leerlauf, siehe Abb. 6.6(a), und mit einem Lastmoment von

$$T_{z,L} = 0.5 \cdot T_{el,max} \quad (6.30)$$

von 500 U/min bis 2000 U/min durchgeführt, siehe Abb. 6.6(b) - (d).

Es wurde ein kleiner I -Anteil der Beobachterfunktion, siehe (6.28), gewählt um eine hohe Dynamik zu ermöglichen. Dies führt zu einem relativ grossen mittleren Winkelfehler $\bar{\Delta\theta}$ und damit zu einer Reduktion der Motoreffizienz und zu gesteigerten Lagerverlusten. Dies wird akzeptiert, da ein schnelles Beschleunigen zur Nominaldrehzahl als wichtiger erachtet wird.

Die Regelung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe schaltet zwischen 1500 U/min und 1750 U/min vom modellbasierten Winkelschätzer zum Hochgeschwindigkeitwinkelschätzer um. Aus diesem Grund werden nur Resultate bis 2000 U/min gezeigt. Ein Betrieb bis zur Maximaldrehzahl ist jedoch auch mit dem modellbasierten Winkelschätzer möglich.

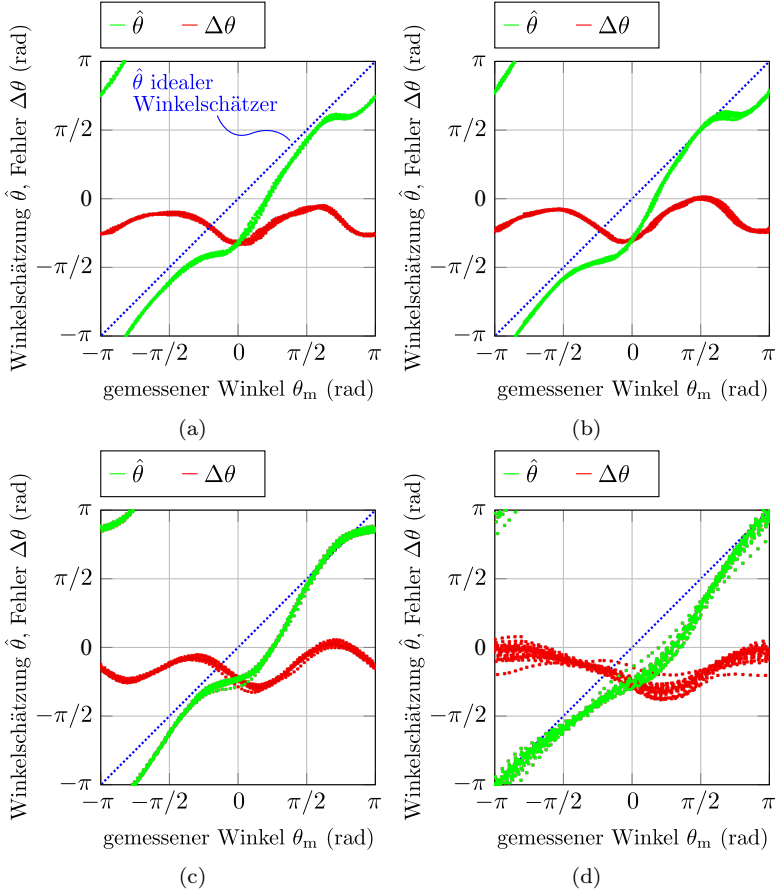


Abbildung 6.6: Verifikation des modellbasierten Winkelschätzers im Leerlauf bei einer Drehzahl von 500 U/min (a) sowie bei einer Drehzahl von 500 U/min (b), 1000 U/min (c) und 2000 U/min (d) unter Last.

6.2 Hochgeschwindigkeitswinkelschätzer

In der Literatur finden sich eine Vielzahl von Methoden, welche die vom Rotor in den Statorspulen induzierten Spannungen zur Bestimmung des Rotorwinkels nutzen [92–94]. Alle Methoden basieren auf dem gleichen Konzept und lassen sich am besten mit dem Grundwellenmodell der PMSM veranschaulichen. Basierend auf diesem Modell wird ein Verfahren zur Bestimmung des Rotorwinkels und der Rotationsgeschwindigkeit beschrieben. Das Verfahren wird mit dem aus zwei Motoren bestehenden Experimentalaufbau, siehe Abb. 6.5(a), verifiziert und mit dem Verhalten des modellbasierten Winkelschätzers verglichen.

6.2.1 Grundwellenmodell der PMSM

Da im Grundwellenmodell nur sinusoidale Größen konstanter Frequenz vorkommen, wird im Folgenden die Phasornotation für Spannung, Strom und magnetischen Fluss $\underline{u}$, $\underline{i}$ und $\underline{\Psi}$ verwendet. Im statorfesten Koordinatensystem gilt

$$\underline{u}_D = R_S \underline{i}_D + \frac{d\underline{\Psi}_S}{dt}, \quad (6.31)$$

mit der Statorspannung des Antriebs $\underline{u}_D$, dem Antriebsstrom $\underline{i}_D$, dem Statorwiderstand R_S und dem Statorfluss $\underline{\Psi}_S$. Der Statorfluss ist abhängig vom Rotorfluss $\underline{\Psi}_R$ und der Statorinduktivität L_S . Es gilt

$$\underline{\Psi}_S = \underline{\Psi}_R + L_S \underline{i}_D. \quad (6.32)$$

Die Statorinduktivität L_S bezeichnet die Induktivität des Antriebs und kann aus den Phaseninduktivitäten $L_1 - L_6$ berechnet werden. Eine detaillierte Herleitung der Induktivität des Antriebs in lagerlosen Motoren mit kombinierten Wicklungen ist in [36] zu finden. Einsetzen von (6.32) in (6.31) führt zum Ausdruck für die Statorspannung

$$\underline{u}_D = R_S \underline{i}_D + \frac{d}{dt} (L_S \underline{i}_D + \underline{\Psi}_R). \quad (6.33)$$

Da sowohl die Statorspannung als auch die Statorströme bekannt sind, kann die induzierte Spannung und somit der Rotorfluss aus (6.33) be-

stimmt werden. Für den Rotorfluss gilt

$$\underline{\Psi}_R = \Psi_R (\vartheta_R) e^{j\omega t} = \Psi_R (\vartheta_R) e^{j\theta}, \quad (6.34)$$

mit der von der Rotortemperatur ϑ_R abhängigen Rotorflussamplitude Ψ_R , der Rotationsfrequenz ω und dem Rotorwinkel θ . Einsetzen in (6.33) führt zu

$$\begin{aligned} \underline{u}_D &= R_S \underline{i}_D + L_S \frac{d\underline{i}_D}{dt} + \Psi_R j \frac{d\theta}{dt} e^{j\theta} \\ &= R_S \underline{i}_D + L_S \frac{d\underline{i}_D}{dt} + \underbrace{j\omega \Psi_R}_{\underline{u}_i}, \end{aligned} \quad (6.35)$$

wobei die induzierte Spannung mit $\underline{u}_i$ bezeichnet wird. Aus (6.35) kann der Rotorfluss berechnet werden, sofern $\underline{u}_D$ und $\underline{i}_D$ bekannt sind. Für den geschätzten Rotorwinkel $\hat{\theta}$ gilt

$$\hat{\theta} = \angle(\underline{u}_i) - \pi/2 = \angle\left(\underline{u}_D - R_S \underline{i}_D + L_S \frac{d\underline{i}_D}{dt}\right) - \pi/2. \quad (6.36)$$

6.2.2 Minimalgeschwindigkeit

Die gemessene Statorspannung und der gemessene Statorstrom in der realen Maschine sind nicht rein sinusförmig, sondern verzerrt. Für die gemessenen Grössen $\underline{u}_{D,m}$ und $\underline{i}_{D,m}$ gilt

$$\begin{aligned} \underline{u}_{D,m} &= \underline{u}_{D,(1)} + \underline{u}_\delta, \\ \underline{i}_{D,m} &= \underline{i}_{D,(1)} + \underline{i}_\delta. \end{aligned} \quad (6.37)$$

Mit $\underline{u}_{D,(1)}$ und $\underline{i}_{D,(1)}$ sind die Grundsicherungen bezeichnet, aus welchen die Phasoren der vorgehenden Herleitung formuliert werden können. Die Stör- einflüsse und die Messfehler werden mit $\underline{u}_\delta$ und $\underline{i}_\delta$ bezeichnet. Eine präzise Berechnung des Rotorflusses und somit des Rotorwinkels setzt voraus, dass

$$|j\omega \Psi_R| \gg \max\left(|\underline{u}_\delta|, L_S \frac{d|\underline{i}_\delta|}{dt}\right) \quad (6.38)$$

gilt. Versuche mit der lagerlosen Hochtemperaturpumpe und der verwendeten Leistungselektronik, bzw. der Strommessung, haben gezeigt, dass (6.38) für Rotationsfrequenzen

$$\omega > 0.15 \cdot \omega_{\max}, \quad (6.39)$$

mit der maximalen Rotationsfrequenz $\omega_{\max}$, erfüllt ist. Aus diesem Grund werden Methoden, welche den Rotorwinkel aus der induzierten Spannung schätzen, nur für Drehzahlen über 1500 U/min eingesetzt.

6.2.3 Direkte Flussintegration

Die Winkelberechnung in (6.36) beinhaltet die zeitliche Ableitung des Stroms. Das Messrauschen der Stromsensoren führt zu grossen Fehlern in der Ableitung. Die Methode der direkten Flussintegration umgeht dieses Problem, indem zuerst der Statorfluss

$$\underline{\Psi}_S = \int (\underline{u}_D - R_S \underline{i}_D) dt \quad (6.40)$$

durch Umformung von (6.31) und anschliessend der Rotorfluss

$$\underline{\Psi}_R = \underline{\Psi}_S - L_S \underline{i}_D \quad (6.41)$$

durch Umformung von (6.32) berechnet wird. Für den geschätzten Rotorflusswinkel gilt dann

$$\hat{\theta} = \angle(\underline{\Psi}_R) = \arctan \left(\frac{\Psi_{R,y}}{\Psi_{R,x}} \right) \quad (6.42)$$

mit den statorfesten Komponenten des Rotorflusszeigers $\Psi_{R,x}$ und $\Psi_{R,y}$. Da in der Leistungselektronik der lagerlosen Hochtemperaturpumpe keine Spannungsmessungen vorhanden sind, wird anstatt der Statorspannung das skalierte Referenzsignal der Pulsweitenmodulation (PWM) verwendet. Die Problematik der Implementierung dieses Verfahrens liegt in der offenen Integration (6.40). Gleichanteile in der Strom- oder der Spannungsmessung treiben die Integration in die Sättigung. Um eine Sättigung zu verhindern, wird ein Integrator mit Rückführung verwendet, siehe Abb. 6.7(a). Die Verstärkung im Rückführungspfad führt zu

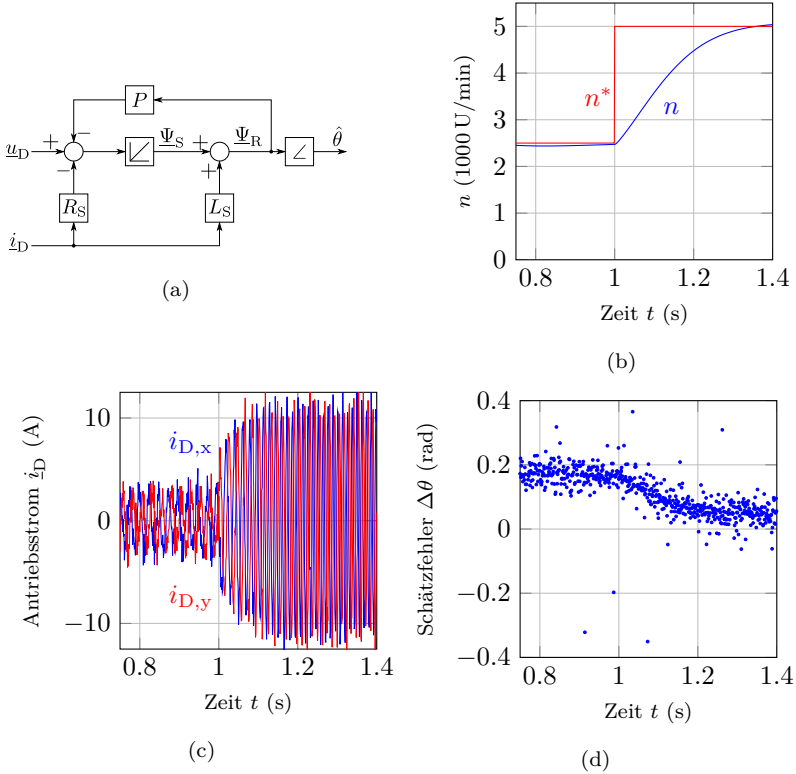


Abbildung 6.7: Blockschaltbild der direkten Flussintegration (a) und Simulationsergebnisse des Beobachters für einen Drehzahlreferenzsprung mit Soll- und Ist-Drehzahl (b), den Antriebsströmen (c) und dem Winkelschätzfehler (d).

folgendem Ausdruck für den Rotorfluss im Laplacebereich

$$\underline{\Psi}_s = \frac{1}{s+P} (u_D - R_S \dot{i}_D) - \frac{s}{s+P} L_S \dot{i}_D. \quad (6.43)$$

Die Integration des Terms $(u_D - R_S \dot{i}_D)$ wird zu einem Tiefpassfilter. Die Knickfrequenz des Filters muss unter der minimalen Geschwindigkeit liegen bei welcher der Winkelschätzer eingesetzt werden soll. Der Term $L_S \dot{i}_D$ wird hochpassgefiltert. Dies verhindert, dass Gleichanteile im Strom die Winkelberechnung stören. Alternativ kann ein PI-Glied in der Rück-

führung verwendet werden. Die Statorspannung und der Antriebsstrom werden dann bandpassgefiltert und die Gleichanteile können stärker unterdrückt werden [95].

In Abb. 6.7(b) - (d) sind Ergebnisse einer numerischen Simulation der Regelung mit direkter Flussintegration dargestellt. Die Simulation erlaubt die Verifikation der Winkelbestimmung bei verschiedenen Lastmomenten und Störeinflüssen. Die Referenzgeschwindigkeit n^* wird zum Zeitpunkt $t = 1$ s von 2500 U/min auf 5000 U/min gesetzt. Für den Antriebsstrom gilt

$$\begin{aligned} |\dot{i}_{D,(1)}(t < 1 \text{ s})| &\approx 5.75 \text{ A} \\ |\dot{i}_{D,(1)}(t > 1 \text{ s})| &\approx 14 \text{ A} \\ |\dot{i}_\delta| &\approx 3 \text{ A} \end{aligned} \tag{6.44}$$

Die Amplitude der Störgrösse ist deutlich grösser als im Betrieb mit der verwendeten Leistungselektronik, der Schätzfehler $\Delta\theta$ ist dennoch im akzeptablen Bereich. Die Reduktion des Winkelfehlers bei höherer Drehzahl tritt aufgrund der Rückführung auf. Die Knickfrequenz des Tiefpassfilters (6.43) liegt weniger als eine Dekade unter der Rotationsfrequenz von 2500 U/min ≈ 42 Hz. Für höhere Drehzahlen geht der Fehler gegen Null.

6.2.4 Vergleich mit dem modellbasierten Beobachter

In der Regelung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe werden sowohl der modellbasierte Winkelschätzer als auch die direkte Flussintegration zur Schätzung des Rotorwinkels verwendet. Der Winkelschätzer ist zweistufig. Zwischen $n = 1500$ U/min und $n = 1750$ U/min wird gleitend zwischen den beiden Stufen umgeschaltet. In Abb 6.8 sind Resultate aus dem Betrieb der Maschine mit dem modellbasierten Winkelschätzer gezeigt, die auf der Flussintegration basierende Winkelschätzung läuft zu Vergleichszwecken parallel.

Die Messergebnisse für eine Drehzahl von $n = 250$ U/min im Leerlaufbetrieb sind in Abb. 6.8(a) dargestellt. Der Winkelschätzfehler der Flussintegration erreicht Werte von

$$|\Delta\theta| > \pi/2 \text{ rad.} \tag{6.45}$$

Die Lageregelung versagt in diesem Fall aufgrund der starken Kopp-

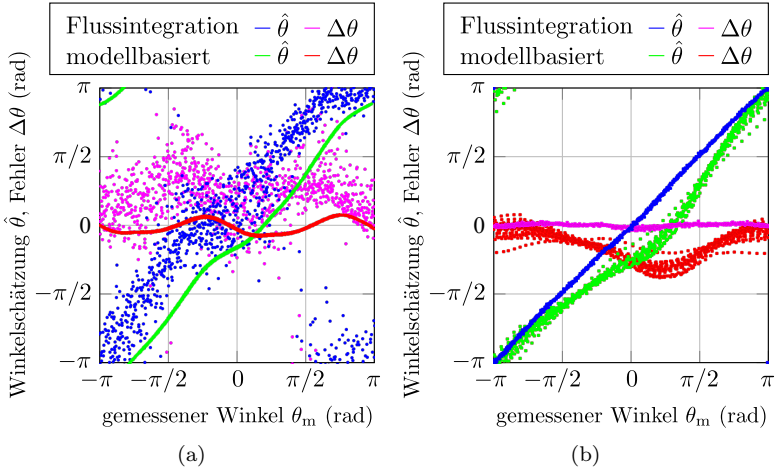


Abbildung 6.8: Vergleich der Schätzfehler zwischen modellbasiertem Winkelschätzer und direkter Flussintegration bei einer Drehzahl von 250 U/min im Leerlauf (a) und bei einer Drehzahl von 2000 U/min und 50 % Lastmoment (b).

lung zwischen der Lageregelung der x - und der y -Achse, siehe (6.23). Die Knickfrequenz der Tiefpassfilter der Strommessung ω_{LP} wurde auf 100 rad/s eingestellt, um eine möglichst hohe Unterdrückung des Messrauschens zu erreichen. Dies führt zu einer sehr langsamen Dynamik der Regelung. Aus diesem Grund wurde die Integratorverstärkung des modellbasierten Beobachters, siehe (6.28), auf einen sehr hohen Wert gesetzt. Im Vergleich zu den Resultaten in Abb. 6.6 ist ersichtlich, dass der mittlere Schätzfehler deutlich kleiner ist.

In Abb. 6.8(b) ist der Betrieb bei $n = 2000$ U/min und 50 % Lastmoment dargestellt. Die Winkelbestimmung mittels Flussintegration ist der modellbasierten Winkelschätzung mit Blick auf den Schätzfehler deutlich überlegen. Ein kleinerer Winkelfehler führt zu kleineren Lagerverlusten aufgrund der besseren Laufruhe des Rotors und zu kleineren Antriebsverlusten. Für den Betrieb bei ausreichend hohen Drehzahlen ist die Winkelbestimmung mittels Flussintegration dem modellbasierten Winkelschätzer vorzuziehen.

Der Vergleich zeigt, dass die Methode der Flussintegration bei kleinen Drehzahlen nicht eingesetzt werden kann. Die Verwendung des modell-

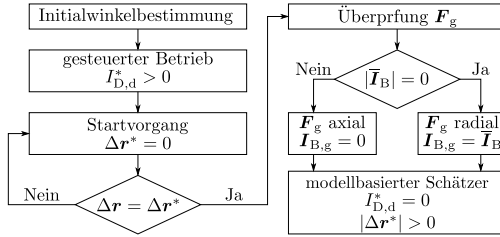


Abbildung 6.9: Flussdiagramm des Startvorgangs mit Detektion der Gravitationskraft.

basierten Winkelschätzers ermöglicht trotzdem einen geregelten Betrieb des lagerlosen Motors bei diesen Drehzahlen.

6.2.5 Umschaltvorgänge

Im Folgenden wird auf das Umschalten zwischen den einzelnen Verfahren eingegangen, welche zur Bestimmung des Rotorwinkels eingesetzt werden.

In Abb. 6.9 ist die Winkelbestimmung beim Starten des Rotors dargestellt. Am Anfang ist der Rotor an der Pumpkopfwand gelandet, die Initialwinkelbestimmung ist detailliert in Kapitel 6.1.1 erklärt. In einem ersten Schritt wird die Referenzposition des Rotors zu

$$\Delta \mathbf{r}^* = \begin{bmatrix} \Delta x^* \\ \Delta y^* \end{bmatrix} = 0 \quad (6.46)$$

gesetzt. Der Rotorwinkel wird vorgesteuert da der modellbasierte Schätzer erst bei einem stabil schwebenden Rotor eingesetzt werden kann. Der Startvorgang ist abgeschlossen sobald der Rotor die Referenzposition erreicht hat. Anschliessend wird die Richtung bestimmt in welche die Gravitationskraft wirkt. Der Rotor schwebt nach dem Startvorgang an der Position

$$\Delta \mathbf{r} = 0. \quad (6.47)$$

Demzufolge ist die Auslenkungskraft $\mathbf{F}_\Delta$ null. Während der Zeitspanne

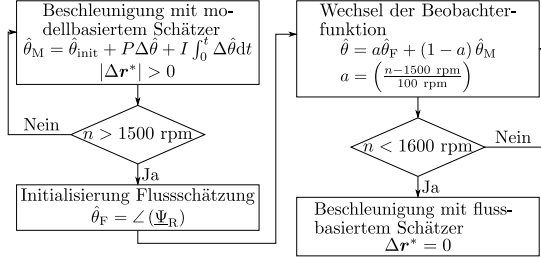


Abbildung 6.10: Winkelbestimmung bei einer Beschleunigung des Rotors von tiefen zu mittleren und hohen Drehzahlen.

Δt wird der mittlere Lagerstrom

$$\bar{I}_B = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta T} I_B(t) dt \quad (6.48)$$

bestimmt. Der mittlere Lagerstrom $\bar{I}_B$ ist ungleich null, falls die Gravitationskraft in radiale Richtung wirkt und die Störkräfte keine Vorzugsrichtung aufweisen. Der Lagerstrom, welcher die Gravitationskraft kompensiert wird mit $I_{B,g}$ bezeichnet und verringert die Präzision des modellbasierten Winkelschätzers. Aus diesem Grund wird die Schätzfunktion(6.27) zu

$$\Delta\hat{\theta} = \angle(I_B^* - I_{B,g}) - \angle(\Delta r) - \pi \quad (6.49)$$

erweitert. Falls die Gravitationskraft axial auf den Rotor wirkt ist

$$\bar{I}_{B,g} = 0. \quad (6.50)$$

In diesem Fall sind (6.27) und (6.49) gleich. Sobald die Gravitationskraft bestimmt ist kann der modellbasierte Winkelschätzer eingesetzt werden. Die Rotorreferenzposition Δr^* wird so gesetzt, dass

$$|\Delta r^*| > 0 \quad (6.51)$$

gilt.

Zur Darstellung der bei einer Erhöhung der Rotordrehzahl n vom Stillstand bis zur Solldrehzahl n^* zu durchlaufenden Schritte ist in Abb. 6.10 ist ein Flussdiagramm des Beschleunigungsvorgangs gezeigt. Der Sollwert

der Rotordrehzahl wird dabei mit

$$n^* > 1500 \text{ U/min} \quad (6.52)$$

angenommen.

6.3 Zusammenfassung

Die Regelung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe ist ohne Winkelsensoren ausgeführt. Der Initialwinkel des Rotors bei ausgeschaltetem Magnetlager kann aus der radialen Auslenkung des gelandeten Rotors berechnet werden. Während des Startvorgangs wird der Rotorwinkel durch das Antriebsfeld vorgesteuert. Sobald der Rotor stabil schwebt, wird der Rotor ausgelenkt um eine Radialkraft zu generieren und der Rotorwinkel wird im Betrieb mit kleinen Drehzahlen mittels modellbasiertem Winkelschätzer bestimmt. Der Schätzer vergleicht das Verhalten des Lagers der Hochtemperaturpumpe mit einem Modell mit bekanntem Rotorwinkel. Sobald die Drehzahl der Hochtemperaturpumpe ausreichend gross ist wird auf einen Hochgeschwindigkeitswinkelschätzer umgestellt. Der Rotorflusszeiger und somit der Rotorwinkel werden aus der Statorspannung und dem Antriebsstrom berechnet.

Das zweistufige Verfahren zeigt, dass der Rotorwinkel in lagerlosen Scheibenläufermotoren winkelsensorlos und ohne Anpassung der Komponenten bestimmt werden kann.

Kapitel 7

Realisierung

Die lagerlose Hochtemperaturpumpe kann aufgeteilt werden in den lagerlosen Motor und die hydraulischen Komponenten. Der Motor besteht aus dem Eisenkreis, den Statorspulen, den mechanischen Bauelementen und dem Gehäuse. Die hydraulischen Komponenten setzen sich aus dem Pumpkopf, dem Impeller und den Verbindungselementen zusammen. Je zwei Prototypen des lagerlosen Motors und des Pumpkopfs wurden konstruiert und aufgebaut.

Die Einsatzdauer des lagerlosen Motors soll mindestens zwölf Monate betragen. Dies hat einen grossen Einfluss auf die Wahl der Materialien und die Konstruktion der Bauelemente. Der Motor besteht aus folgenden Komponenten:

Statorspulen	Die Leiter der Statorspulen müssen untereinander und gegenüber den anderen Bauteilen des Motors elektrisch isoliert sein.
mechanische Komponenten	Die mechanischen Komponenten verbinden die Bauelemente der Pumpe mit dem Gehäuse. Sie stützen die Statorspulen und den Eisenkreis und nehmen die Kräfte des Lagers, die Drehmomente des Antriebs sowie die hydraulischen Kräfte des Fluids auf. Geringe Dimensionsänderungen bei Erwärmung sind zu bevorzugen, um die Geometrie der Maschine möglichst wenig zu verändern. Die Verwendung von elektrisch schlecht leitfähigen Materialien ist vorteilhaft, da ansonsten Wirbelstromverluste aufgrund der magnetischen Streufelder des Motors auftreten.

Gehäuse

Im Gehäuse werden die Bauelemente des Motors und der Pumpkopf montiert. Zusätzlich zur mechanischen Festigkeit sollte das Gehäuse über eine gute Wärmeleitfähigkeit verfügen, um die Wärme effizient an die Umgebung abführen zu können.

Die hydraulischen Bauelemente müssen die Dichtigkeit des hydraulischen Kreises sicherstellen und chemisch aggressiven Flüssigkeiten standhalten. Besonders herausfordernd sind die Verbindungselemente zwischen dem Pumpkopf und der Verrohrung des Experimentalaufbaus, siehe Kapitel 8.1.

7.1 Materialien

Die Temperatur der inneren Leiter der Statorspulen wurde mit dem thermischen Modell berechnet. Die höchsten Betriebstemperaturen von über 200 °C treten an den inneren Windungen in der Nähe des Pumpkopfs auf. Die Statorspulen wurden aus Polyimid (PI) isoliertem Wickeldraht gefertigt. Mit PI isolierter Wickeldraht wird für Temperaturen von 200 °C bis zu 400 °C eingesetzt [96]. Der verwendete Draht hat einen Temperaturindex von 240 (IEC-60172) [97]. Basierend auf dem Index ist eine thermische Stabilität des Einzeldrahts von mindestens 20 000 h bei einer Einsatztemperatur von $\vartheta_{Cu} < 240$ °C zu erwarten. Die PI-Isolation des Drahtes hat eine Durchschlagsspannung von 7 kV bei 220 °C, dies ist für die Spannungen im lagerlosen Motor ausreichend.

Die Lötstellen der Statorspulen liegen im Motor und sind somit hohen Temperaturen ausgesetzt. Die Schmelztemperatur des verwendeten bleihaltigen Lots (Sn5Pb93Ag2) liegt bei 296 °C. Der hohe Schmelzpunkt ist notwendig, um ein Entlöten der Spulen im Betrieb zu vermeiden.

Für die Fertigung der mechanischen Strukturelemente im Inneren des lagerlosen Motors werden aufgrund der hohen Temperaturen sogenannte Hochleistungskunststoffe eingesetzt. Hochleistungskunststoffe unterscheiden sich von Standard- und technischen Kunststoffen durch ihre hohe Einsatztemperatur, welche üblicherweise zwischen 150 °C und 300 °C liegt [98, 99]. In Tab. 7.2 sind ausgewählte Hochleistungskunststoffe in Reinform aufgelistet. Entscheidend für die Anwendung in der lagerlosen

Tabelle 7.2: Ausgewählte Hochleistungskunststoffe für die Konstruktion der mechanischen Bauteile in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe [100, 101].

Kunststoff	Einsatztemperatur ϑ		thermischer Ausdehnungskoeffizient α_L	E-Modul	Preis
	kurz (°C)	lang (°C)			
			($10^{-6}/\text{K}$)	(MPa)	(CHF/kg)
PAI	300	260	36	4600	730
PEEK	300	250	47	3600	460
PI	400	260	50 – 60	3000	5500
PPS	300	240	55	3400	200
PPSU	210	180	55	2450	250
PSU	170	160	54	2600	115

Hochtemperaturpumpe ist die dauerhafte Einsatztemperatur. Der thermische Ausdehnungskoeffizient

$$\alpha_L = \frac{\Delta L}{\Delta \vartheta L_{\text{RT}}} \quad (7.1)$$

gibt Aufschluss über die Längenänderung ΔL bei einer Temperaturerhöhung $\Delta \vartheta$ relativ zur Länge L_{RT} des Bauteils bei Raumtemperatur. Der Ausdehnungskoeffizient soll möglichst klein sein, da Ausdehnungen zu internen, mechanischen Spannungen und Änderungen der Bauteilgeometrien führen. Der E-Modul gibt einen Aufschluss über die relative Längenänderung des Bauteils bei Zugbelastung. Höhere Werte bedeuten kleinere Dimensionsänderungen bei mechanischer Belastung. Die Preisschätzungen basieren auf Anfragen bei den Firmen *Angst und Pfister* sowie *Goodfellow* und sind für Halbzeug in Plattenform gültig. Sie dienen der groben Einordnung des Preisniveaus der Kunststoffe. Die Preise für spezielle Geometrien, wie z.B. Folien oder sehr dünne Platten, können erheblich von den angegebenen Preisen abweichen. Ebenfalls zu beachten sind die Fertigungsmöglichkeiten. PEEK kann durch selektives Lasersintern und PPSU im Schmelzschichtungsverfahren gefertigt werden. Diese 3D-Druckverfahren zeichnen sich durch eine gute Nutzung des Rohmaterials aus und sind für kleine Mengen kostensparend im Vergleich zu spanabhebender Fertigung oder Spritzguss.

Die hydraulischen Komponenten der lagerlosen Pumpe sind aus Per-

fluoralkoxy- (PFA) oder Polytetrafluorethylen-Polymeren (PTFE) gefertigt. Die Vorteile dieser Fluorpolymere sind die sehr gute chemische Beständigkeit gegen Säuren und Basen sowie die hohe Langzeiteinsatztemperatur von 260 °C [102]. Nachteilig sind die geringe mechanische Festigkeit und der hohe thermische Ausdehnungskoeffizient bei hohen Einsatztemperaturen [103]. In Abb. 7.1(a) ist das Spannungs-Dehnungs-Diagramm von PTFE für verschiedene Einsatztemperaturen aufgezeichnet. Die Zugfestigkeit bei 200 °C ist circa viermal tiefer als bei Raumtemperatur. Um die hydraulischen Kräfte bei Fluidtemperaturen von 250 °C aufnehmen zu können, müssen die hydraulischen Komponenten in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe konstruktiv angepasst werden. In Abb. 7.1(b) ist der lineare thermische Ausdehnungskoeffizient α_L von PTFE für Temperaturen bis 260 °C dargestellt. Die hohe Ausdehnung bei tiefen Temperaturen ist durch die Kristallitumwandlung bedingt. Dies ist für die Anwendung in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe nicht relevant. Die relative Längenänderung eines Bauteils bei einer Erwärmung um $\Delta\vartheta$ ist

$$\frac{\Delta L}{L_{RT}} = \int_{\vartheta_{RT}}^{\vartheta_{RT} + \Delta\vartheta} \alpha_L(\vartheta) d\vartheta. \quad (7.2)$$

Bei einer Erhitzung von Raumtemperatur bis 250 °C beträgt die relative Dimensionsänderung ΔL circa 5.5 % bezogen auf die Länge L_{RT} bei Raumtemperatur.

Für die Konstruktion der mechanischen Bauteile, des Gehäuses und zur Verstärkung der hydraulischen Komponenten kommen, neben den Kunststoffen, Edelstahl 1.4301 [69] und Aluminium EN-AW 6060 [104] zum Einsatz. Die mittleren thermischen Ausdehnungskoeffizienten dieser Metalle sind mit

$$\begin{aligned} \alpha_{L, \text{Stahl}} &= 17.0 \cdot 10^{-6} / \text{K} \\ \alpha_{L, \text{Alu}} &= 24.5 \cdot 10^{-6} / \text{K} \end{aligned} \quad (7.3)$$

tiefen als die Ausdehnungskoeffizienten der Kunststoffe. Die mechanische Festigkeit von Aluminium und Edelstahl ist bei den Temperaturen, welche im Betrieb auftreten, weit höher als die Festigkeit der Kunststoffe und kann als konstant angenommen werden.

Die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten erfordern eine spezielle Konstruktion von Bauteilen, welche metallische Komponenten und Kunststoffteile verbinden. Die Verbindungselemente müssen die mecha-

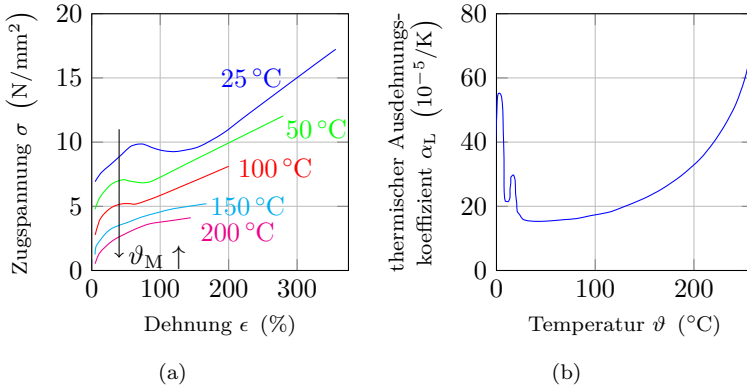


Abbildung 7.1: Spannungs-Dehnungs-Diagramm von PTFE für verschiedene Einsatztemperaturen (a) sowie der thermische Ausdehnungskoeffizient von PTFE für verschiedene Einsatztemperaturen (b) [103]. Bei kleinen Dehnungen treten Hystereseeffekte im Material auf. Dies erschwert die Bestimmung des Spannungs-Dehnungs-Diagramms für $\epsilon \approx 0$. Die Inhomogenität des Ausdehnungskoeffizienten bei 5 °C ist durch die Kristallitumwandlung des Materials bedingt.

nischen Spannungen aufnehmen, welche aufgrund von thermischer Ausdehnung auftreten. Kritisch sind vor allem der Zahnhalter und die Dichtungselemente, siehe Kapitel 7.4.2.

7.2 Motorenprototypen

Beide Prototypen des Motors der lagerlosen Hochtemperaturpumpe verwenden den gleichen Eisenkreis und sind so ausgelegt, dass die gleichen Rotoren und Pumpköpfe sowie die gleiche Leistungselektronik verwendet werden können.

Die Wahl der Materialien der beiden Motoren basiert auf dem thermischen Modell aus Kapitel 4.3. Das thermische Modell wurde mit Messungen im Betrieb der vergossenen Pumpe verifiziert. Die Materialien des vergossenen Motors sind aus diesem Grund alle mit einer Sicherheitsmarge von mindestens 50 °C ausgelegt, um allfälligen Fehlern im Modell Rechnung zu tragen. Die Materialien des unvergossenen Motors wurden nach der Verifikation des thermischen Modells ausgewählt. Die Sicher-

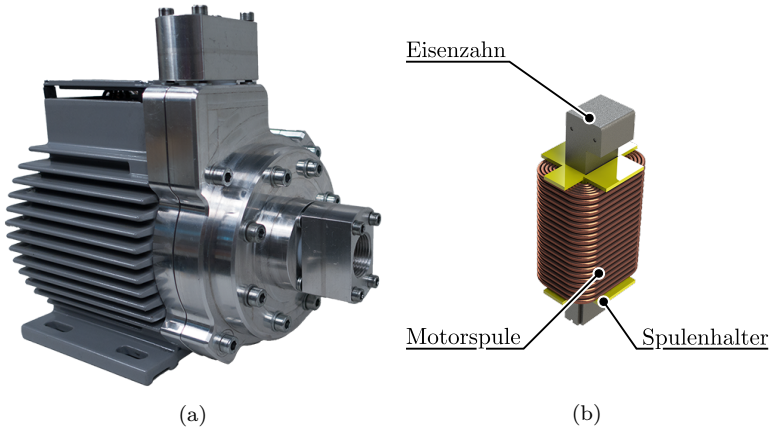


Abbildung 7.2: Prototyp des vergossenen Motors mit aluminiumverstärktem PTFE Pumpkopf (a) und Spulenhalter des vergossenen Motors aus PEEK (b).

heitsmargen sind kleiner, dies ermöglicht die Verwendung von Materialien mit tieferen Dauereinsatztemperaturen.

7.2.1 Vergossener Motor

Ein Foto des Prototyps des vergossenen Motors mit aluminiumverstärktem Pumpkopf ist in Abb. 7.2(a) dargestellt. Das Gehäuse ist bis auf leichte Anpassungen gleich wie das Gehäuse der kommerziell verfügbaren Pumpe der Firma *Levitronix*. Die Statorspulen des vergossenen Motors werden auf einen Spulenhalter aus Polyetheretherketon (PEEK) gewickelt, welcher auf den Statoreisenzähnen montiert ist. Die Statorspulen sind nicht selbsttragend. Während der Montage stützt der Spulenhalter, siehe Abb. 7.2(b), den Wickeldraht. Ein Zahnhalter aus PEEK bildet die mechanische Verbindung zwischen den Zähnen und dem Gehäuse. Nachdem der Eisenkreis und die Statorspulen im Gehäuse montiert sind, wird das Gehäuse mit einer Vergussmasse auf Silikonbasis aufgefüllt [105]. Nach dem Aushärten fixiert die Vergussmasse die Komponenten in der Pumpe, isoliert die Statorspulen elektrisch gegenüber dem Gehäuse und verbessert die Wärmeleitung zwischen den Komponenten.

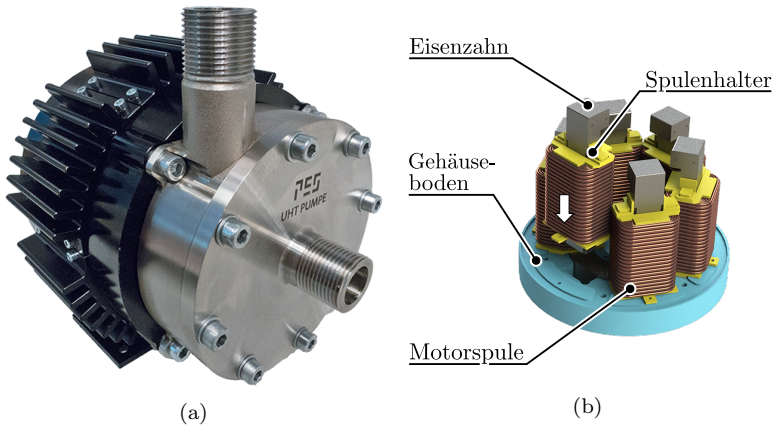


Abbildung 7.3: Prototyp des unvergossenen Motors mit Edelstahlpumpkopf (a) und Boden des modulen Gehäuses (eingefärbt) mit Statorspulen (b).

7.2.2 Unvergossener Motor

Abbildung 7.3(a) zeigt eine Fotografie des unvergossenen Motors mit Edelstahlpumpkopf. Da das Innere des unvergossenen Motors nicht mit Vergussmasse aufgefüllt ist, muss die mechanische Festigkeit durch das Gehäuse, die Spulenhalter und den Zahnhalter sichergestellt werden. Die Statorspulen werden auf einem speziellen Wickelkern gefertigt. Nach dem Wickeln erfolgt eine Träufelung mit *Synthite AC-43* [106]. Die Spulen sind nach dem Aushärten des Träufelharzes selbsttragend und können vom Wickelkern gezogen und auf einen Spulenhalter gesteckt werden. Der Eisenrückschluss wird in eine Aussparung im Gehäuseboden gelegt und zusammen mit den Eisenzähnen durch die Spulenhalter, welche mit dem Boden verschraubt sind, fixiert. Die Montage des restlichen Gehäuses, bestehend aus der zylinderförmigen Wand, dem Pumpkopfaufnehmer, den fünf Finnenelementen und dem Standfuss, erfolgt nach der Verschraubung der Spulenhalter mit dem Boden. Abbildung 7.4 zeigt die Komponenten des Gehäuses in einer Explosionsdarstellung. Der Abstand zwischen den Finnen ist für eine Gehäusetemperatur von 100 °C und eine Umgebungstemperatur von 40 °C bei freier konvektiver Strömung, siehe Kapitel 4.2.2, ausgelegt. Die Teile des Gehäuses bestehen aus Aluminium

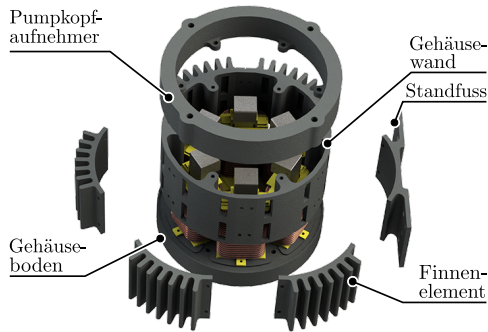


Abbildung 7.4: Explosionsdarstellung des Gehäuses des unvergossenen Motors.

und sind zur Verbesserung der Wärmeabstrahlung, siehe Kapitel 4.2.3, schwarz eloxiert. Nach dem Aufbau des Gehäuses wird der Zahnhalter aus PEEK montiert.

Die modulare Bauweise des unvergossenen Motors erlaubt den Austausch von Komponenten. Dies erlaubt die Evaluation von Bauteilen, welche aus verschiedenen Hochtemperaturmaterialien gefertigt sind, in der unvergossenen Pumpe. So konnte z.B. die Tauglichkeit von Spulenhaltern, welche aus Polyphenylensulfon (PPSU) anstatt aus PEEK bestehen, gezeigt werden. Der günstigere Kunststoff hat einen signifikanten Einfluss auf den Preis der Maschine.

7.3 Aktive Kühlkonzepte

Die Prototypen der lagerlosen Pumpe sind für den Betrieb mit passiver Kühlung ausgelegt. Durch den Verzicht auf aktive Kühlkonzepte soll die Komplexität der Maschine gering gehalten werden, siehe Kapitel 3.5. Zu Vergleichszwecken wurden zwei aktive Kühlungen für die vergossene Pumpe konstruiert. Für die unvergossene Pumpe wurden keine aktiven Kühlkonzepte realisiert, weil eine Wasserkühlung aufwändig zu realisieren ist, da die Wärmeleitung von den Statorspulen zur Kühlung nicht durch die Vergussmasse unterstützt wird. Die Kühlrohre müssten direkt in den Eisenkreis oder die Statorspulen integriert werden.

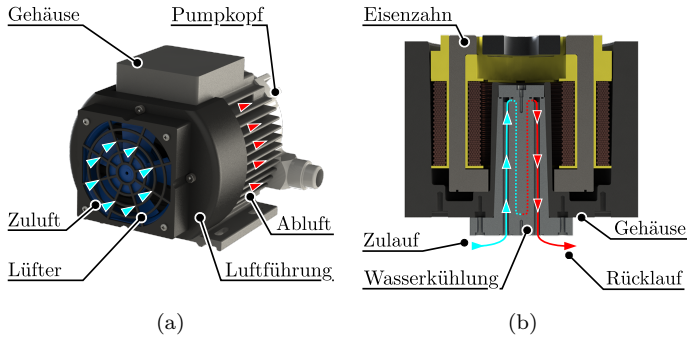


Abbildung 7.5: Schematische Darstellung der Kühlung mit forcierter Konvektion (a) und Schnittbild der Pumpe mit Wasserkühlung (b).

Abbildung 7.5(a) zeigt eine schematische Darstellung der aktiven Luftkühlung. Ein Axiallüfter und eine Abdeckung zur Führung der Kühlluft sind an das Gehäuse der Pumpe geschraubt. Die Kühlluft strömt an den Finnen vorbei und erhöht den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Gehäuse und Umgebung.

Ein Schnittbild der Wasserkühlung ist in Abb. 7.5(b) dargestellt. Das Kühlelement besteht aus einem Kegelstumpf aus Aluminium, welcher ins Gehäuse geschoben wird. Im Inneren des Kegelstumpfs befinden sich sechs Bohrungen. Der Deckel- und das Bodenelement des Kegels sind mit Nuten versehen, welche die Bohrungen im Kegelstumpf verbinden. Das Kühlwasser fließt in Schlaufen durch die Bohrungen und die Nuten. Die Wärme der Maschinenkomponenten wird durch Wärmeleitung von den Maschinenkomponenten durch die Vergussmasse und das Gehäuse in den Kühlkegel und von dort in einem konvektiven Übergang ins Kühlwasser transportiert.

Der Einfluss der Kühlung wurde experimentell evaluiert. Aufgrund der Konstruktion des Experimentalaufbaus ergaben sich Einschränkungen. Die vordere Scheibe aus Polycarbonat, siehe Kapitel 8.1, blieb während der Versuche mit aktiver Kühlung teilweise geöffnet, um die Zuführung der Kühlluft und des Kühlwassers zu ermöglichen. Aus Sicherheitsgründen wurde die Fluidtemperatur in den Vergleichsexperimenten auf 200 °C beschränkt und das Auslassventil komplett geöffnet. Der Differenzdruck über dem Pumpkopf und die hydraulische Leistung waren somit klein.

Tabelle 7.3: Vergleich der internen Motortemperaturen bei passiver und aktiver Luft- und Wasserkühlung bei einer Fluidtemperatur von 200 °C und bei Betrieb mit geringem Differenzdruck über dem Pumpkopf.

Kühlung	$\vartheta_{\text{Gehäuse}}$	$\vartheta_{\text{Antriebsspule}}$	$\vartheta_{\text{Zahnhalter}}$
passive Kühlung	60 °C	66 °C	153 °C
aktive Luftkühlung	42 °C	50 °C	135 °C
aktive Wasserkühlung	39 °C	39 °C	134 °C

Aus diesem Grund weisen die Temperaturen im Vergleich zu den hydraulischen Messungen in Tab. 8.2 und Tab. 8.3 in Kapitel 8.2 tiefe Werte auf.

Die Resultate der Vergleichsmessung sind in Tab. 7.3 aufgelistet. Die aktive Kühlung hat einen signifikanten Einfluss auf die Temperatur der Antriebsspulen und des Gehäuses. Der relative Einfluss auf die Temperatur des Zahnhalters ist gering, da dort der Einfluss des Prozessfluids dominiert. Der Unterschied zwischen aktiver Luft- und Wasserkühlung ist nur für die Antriebsspulen signifikant.

Der Einsatz einer aktiven Kühlung erlaubt die Verwendung von Materialien mit tieferer Dauereinsatztemperatur. Somit können die Materialkosten des Motors gesenkt werden. Nachteilig sind die erhöhte Anzahl an Motorkomponenten und die erhöhten Anforderungen an die Laborinstallation. Die aktive Luftkühlung ist der Wasserkühlung vorzuziehen, da die Temperaturunterschiede gering und die Anforderungen an die Labor- und die Produktionsumgebung tiefer sind.

7.4 Hydraulische Bauelemente

Die hydraulischen Bauelemente der lagerlosen Hochtemperaturpumpe bestehen aus dem Impeller, dem Pumpkopf sowie den Anschlusselementen für die Verrohrung des Experimentalaufbaus. Der Impeller bildet zusammen mit dem Permanentmagnet den Rotor der Maschine. Auf die Auslegung des Impellers wird nicht weiter eingegangen, da die Verwendung kommerziell verfügbarer Impeller mit Samarium-Kobalt Magnete möglich ist. Der Pumpkopf umschließt das Fluid und wird mit dem Gehäuse des lagerlosen Motors verschraubt. Der Pumpkopf und die Anschluss-

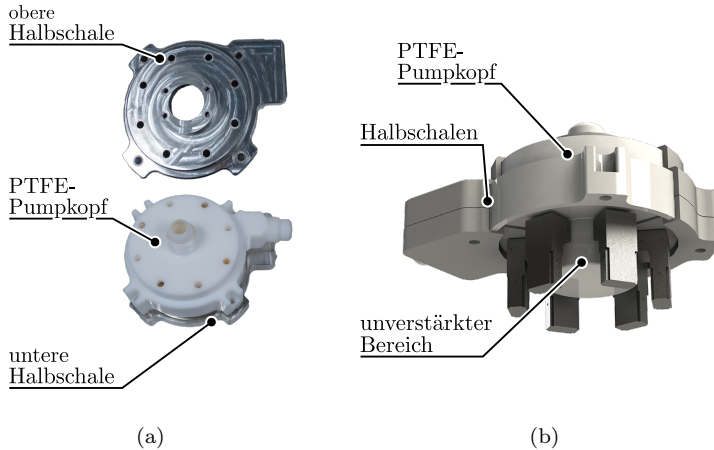


Abbildung 7.6: Mit Aluminiumhalbschalen verstärkter PTFE-Pumpkopf (a). Der Bereich im Luftspalt wird von den Eisenzähnen gestützt und muss nicht verstärkt werden (b).

elemente müssen bei allen Fluidtemperaturen und während der Aufheiz- und Abkühlvorgänge dicht sein.

7.4.1 Pumpköpfe

Zwei Pumpköpfe wurden für die maximale Einsatztemperatur von 250 °C entwickelt. Die Verwendung der Pumpköpfe ist mit beiden Motorprototypen und mit den kommerziell verfügbaren Pumpen der Firma *Levitronix* möglich.

Der erste Pumpkopf basiert auf einem PTFE-Pumpkopf der Firma *Levitronix*. Eine zweiteilige Schale aus Aluminium umhüllt den PTFE-Pumpkopf, um die geforderte mechanische Festigkeit auch bei hohen Temperaturen zu gewährleisten. Die beiden Halbschalen sind sowohl mit dem Gehäuse als auch mit dem PTFE-Pumpkopf verschraubt. Der verstärkte Pumpkopf ist im eingebauten Zustand in Abb. 7.2(a) und im zerlegten Zustand in Abb. 7.6(a) dargestellt. Im Bereich des Zahnhalters wird der PTFE-Pumpkopf durch die Eisenzähne ausreichend gestützt. Der untere



Abbildung 7.7: Edelstahlpumpkopf im zerlegten Zustand.

re Teil des PTFE-Pumpkopfs ist nicht mit Aluminium umhüllt, um die Wirbelstromverluste zu minimieren, siehe Abb. 7.6(b).

Der zweite Pumpkopf ist eine Neuentwicklung aus Edelstahl 1.4301. Die Komponenten des Stahlpumpkopfs ersetzen die PTFE-Teile und sind in Abb. 7.3(a) auf dem unvergossenen Motor montiert und in Abb. 7.7 im zerlegten Zustand gezeigt. Der Pumpkopf besteht aus einem Boden und einem Deckel aus Stahl sowie einem O-Ring zur Abdichtung. Boden und Deckel sind mit 1"-Gewinden für die Verrohrung versehen.

Der Vorteil des PTFE-Pumpkopfs mit Aluminiumverstärkung ist die gute chemische Beständigkeit des PTFEs, welche mit der mechanischen Festigkeit des Aluminiums kombiniert wird. Der Nachteil liegt in den komplizierten Verbindungselementen, welche durch die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten von Aluminium und PTFE bedingt sind. Die Vorteile des Edelstahlpumpkopfs liegen in der einfachen Konstruktion aus nur zwei Teilen und den einfachen Anschlüssen. Des Weiteren ist der untere Teil des Pumpkopfs selbsttragend und muss nicht durch die Eisenzähne und den Zahnhalter abgestützt werden. Dies verringert die Kräfte, welche auf die Komponenten des Motors wirken. Nachteilig sind die Wirbelstromverluste im Bereich vor den Eisenzähnen, siehe Kapitel 3.4.3. Die chemische Beständigkeit des Edelstahlpumpkopfs kann bei Bedarf durch eine Beschichtung mit Fluorkunststoff oder säurefesten Metallen verbessert werden.

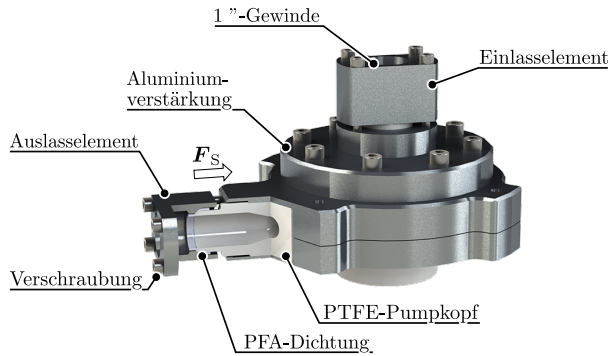


Abbildung 7.8: Schnittzeichnung des Auslasses des aluminiumverstärkten PTFE-Pumpkopfs.

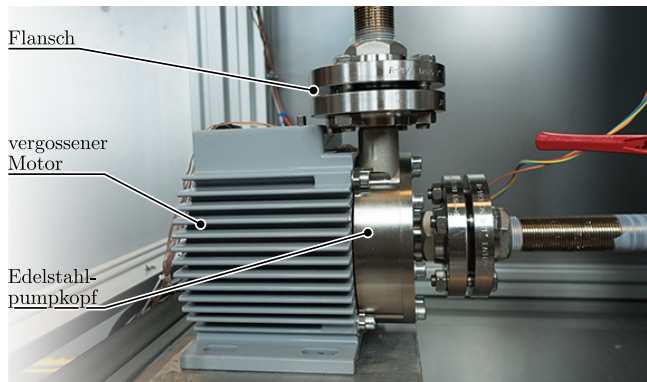


Abbildung 7.9: Hydraulische Verbindungselemente des Edelstahlpumpkopfs im eingebauten Zustand.

7.4.2 Verbindungselemente

Die Verbindungselemente zwischen den Stahlrohren des Experimental-aufbaus und den beiden Pumpköpfen unterscheiden sich aufgrund der unterschiedlichen Materialien. Die Verbindungselemente des aluminiumverstärkten PTFE-Pumpkopfs sind konstruktiv aufwändiger als die Elemente des Edelstahlpumpkopfs, da die thermischen Ausdehnungskoeffizien-

enten der unterschiedlichen Materialien zu Herausforderungen bezüglich der Dichtigkeit führen.

In Abb. 7.8 ist ein Schnittbild des Auslasses des aluminiumverstärkten PTFE-Pumpkopfs gezeigt. Ein weicher PFA-Ring umschliesst den konischen Auslass des PTFE-Pumpkopfs. Vier Schrauben klemmen den PFA-Ring mit der Kraft F_S zwischen Pumpkopf und Auslasselement ein. Bei einer Erwärmung dehnt sich das PTFE stärker aus als die Aluminiumteile, dies vergrössert die Kraft F_S und garantiert die Dichtheit des Verbindungselements. Der Nachteil dieser Lösung liegt in der grossen mechanischen Belastung des weichen PFA-Elements. Versuche mit mehrmaliger zyklischer Erwärmung und Abkühlung des Fluids zwischen Raumtemperatur und 250 °C führten zu Rissen im PFA-Ring. Periodisches Austauschen des Rings ist notwendig um die Dichtigkeit des Verbindungselements sicherzustellen. Die Verbindung zwischen dem Auslasselement und der Verrohrung ist mit konischen 1"-Innengewinden ausgeführt. Ein- und Auslass des Pumpkopfs sind gleich ausgeführt. Der aluminiumverstärkte Pumpkopf ist für den Dauerbetrieb bei hohen Temperaturen besser geeignet als für zyklische Aufheiz- und Abkühlvorgänge.

Der Edelstahlpumpkopf und die dazugehörigen Verbindungselemente sind in Abb. 7.9 gezeigt. Die Elemente des Edelstahlpumpkopfs sind mit 1"-Aussengewinden versehen, dies ist in Abb. 7.7 dargestellt. Die Verbindungen zwischen Stahlpumpkopf und Verrohrung werden mit Standard-Flanschen ausgeführt. Die Flansche und ihre Dichtungsscheiben sind für Fluidtemperaturen bis über 250 °C zertifiziert. Der Stahlpumpkopf und die dazugehörigen Verbindungselemente sind, auch nach mehreren Aufheiz- und Abkühlvorgängen zwischen Raumtemperatur und 250 °C, dicht.

7.5 Zusammenfassung

Zwei Prototypen des lagerlosen Motors und zwei Prototypen des Pumpkopfs wurden aufgebaut, um die Funktionalität der lagerlosen Hochtemperaturpumpe zu zeigen. Die Prototypen unterscheiden sich in ihrem mechanischen Aufbau. Die vergossene Pumpe wird nach der Montage des Statoreisens und der Statorspulen mit einer Silikonmasse gefüllt. Nach dem Aushärten stützt diese Masse die Motorkomponenten und stellt die mechanische Festigkeit sicher. In der unvergossenen Pumpe kommt keine

Vergussmasse zum Einsatz. Der Aufbau basiert auf einem neu entworfenen, modularen Gehäuse, welches mit Aussparungen für den Eisenrückschluss und die Eisenzähne versehen ist. Mit dem Gehäuse verschraubte Spulenhalter und selbsttragende Statorspulen bieten eine ausreichende mechanische Festigkeit. Der unvergossene Motor ermöglicht den Tausch von Komponenten und deren Evaluation im Betrieb.

Der Einfluss einer aktiven Kühlung auf die internen Maschinentemperaturen wurde ebenfalls untersucht. Für die vergossene Pumpe wurden eine aktive Luft- und eine Wasserkühlung konstruiert und aufgebaut. Die aktive Luftkühlung bietet einen guten Kompromiss zwischen der moderaten Erhöhung der Komplexität der Maschine und der Reduktion der internen Maschinentemperaturen. Aufgrund der Einschränkungen des Experimentalaufbaus wurde die aktive Kühlung nur mit geringer hydraulischer Leistung getestet.

Die beiden Prototypen der Pumpköpfe unterscheiden sich in der Wahl der Materialien, welche mit dem Fluid in Kontakt kommen. Der aluminiumverstärkte PTFE Pumpkopf besteht aus einem kommerziell verfügbaren Pumpkopf aus PTFE und zwei Halbschalen aus Aluminium. Die Aluminiumhalbschalen gewährleisten bei hohen Temperaturen die mechanische Festigkeit, welche notwendig ist, um den Pumpkopf dicht zu halten. Im Edelstahlpumpkopf wird die Dichtigkeit durch die Verwendung von Stahl erreicht. Hochtemperaturexperimente mit Fluidtemperaturen von bis zu 250 °C zeigen die Dichtigkeit der beiden Pumpköpfe.

Aufgrund der einfachen Verbindungselemente und der Möglichkeit, den Pumpkopf in mehreren Aufheiz- und Abkühlvorgängen ohne den Tausch von Dichtungselementen zu verwenden, ist der Edelstahlpumpkopf zu bevorzugen. Die geforderte chemische Beständigkeit des Edelstahlpumpkopfs kann durch eine Beschichtung der Stahlteile mit Fluorkunststoffen erreicht werden.

Kapitel 8

Hochtemperaturexperimente

Die Funktionalität der beiden Prototypen der Hochtemperaturpumpe, siehe Kapitel 7.2, wurde experimentell getestet. Zu diesem Zweck wurde ein Experimentalaufbau erstellt, welcher sowohl Funktionstests bei verschiedenen Temperaturen als auch die Quantifizierungen des Betriebsverhaltens der Pumpen bei Fluidtemperaturen von bis zu $\vartheta_F = 250\text{ °C}$ erlaubt. Die Quantifizierung beinhaltet sowohl die Messung der internen Temperaturen als auch Druck- und Durchflussmessungen bei verschiedenen Arbeitspunkten.

8.1 Experimentalaufbau

Der Experimentalaufbau, in Abb 8.1 dargestellt, besteht aus einem Fluidkreislauf mit Reservoir, Messgeräten zur Bestimmung des Durchflusses, des Drucks und der Temperaturen, einer Heizung sowie der zu testenden Pumpe. Die Anforderungen an den Aufbau sind:

- Der Experimentalaufbau muss die Sicherheit der Laborbenutzenden in allen geplanten und ungeplanten Betriebsfällen sicherstellen. Die grössten Sicherheitsrisiken sind die Leckage und die Entzündung von heissem, unter Druck stehendem Fluid. Die Sicherheitssysteme sind, sofern möglich, redundant auszuführen.
- Die hydraulische Last des Fluidkreislaufs muss mittels eines Aussenlassventils regelbar sein, um das Verhalten der Pumpe bei verschiedenen Arbeitspunkten zu testen. Die hydraulische Last bei offenem Ventil soll möglichst klein sein.
- Der Versuchsaufbau muss über eine Heizung verfügen. Die Heizung soll Fluidtemperaturen von bis zu 250 °C ermöglichen. Die Heizlei-

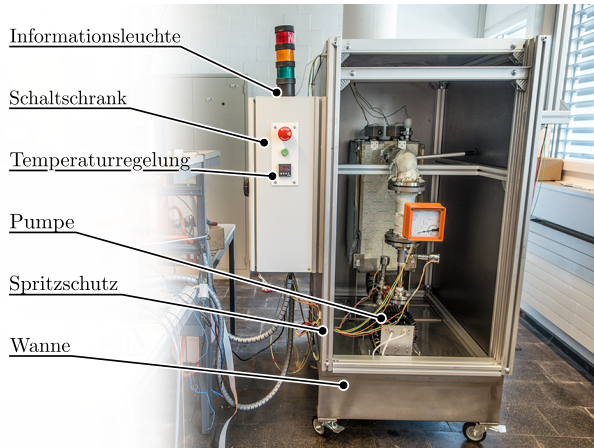


Abbildung 8.1: Experimentalaufbau für die Funktionstests der laglerlosen Hochtemperaturpumpe.

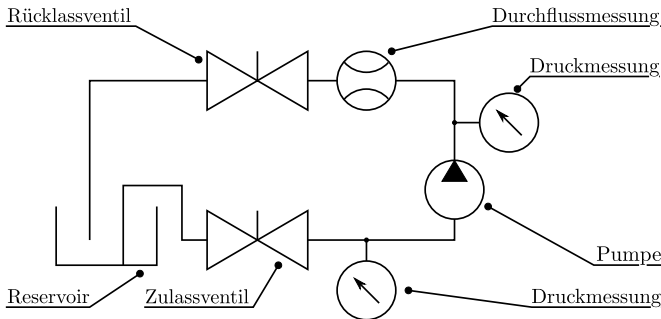
stung wird geregelt, um die Temperatur, unabhängig vom Betriebszustand der Pumpe, halten können.

- Der hydraulische Fluss muss bei allen Temperaturen gemessen und elektronisch aufgezeichnet werden können. Der zu messende Durchfluss liegt in einem Bereich von 0 l min^{-1} bis zu 150 l min^{-1} .
- Die hydraulische Druckdifferenz zwischen Einlass und Auslass der Pumpe muss gemessen und elektronisch aufgezeichnet werden können. Die Druckdifferenz liegt zwischen 0 kPa und 500 kPa .

Als Erstes ist zu klären, welches Fluid im Experimentalaufbau verwendet werden soll. Die üblicherweise in der Halbleiterindustrie verwendeten Fluide sind chemisch sehr aggressiv und können in einem Elektrotechniklabor aus Sicherheitsgründen nicht verwendet werden. Wasser ist als Medium ebenfalls nicht geeignet, da der Dampfdruck von Wasser bei 250°C circa 4 MPa beträgt. Falls Wasser verwendet wird, muss der Fluidkreislauf als geschlossener Druckbehälter ausgeführt sein, um Dampfbildung zu vermeiden. Dies führt, auch in Hinblick auf die Sicherheit, zu grossem konstruktivem Aufwand. Daher wurde entschieden, einen offenen Fluidkreislauf zu verwenden bei welchem ein stetiger Druckausgleich mit der Umgebungsluft möglich ist. Demzufolge können nur ölbasierte Fluide ver-

Tabelle 8.1: Physikalische Eigenschaften von *Fragoltherm X-400-A* bei 25 °C und bei 250 °C.

Physikalische Eigenschaft	Variable	25 °C	250 °C
Dichte	$\rho_{Öl}$	960 kg/m ³	770 kg/m ³
kinematische Viskosität	η	40 mm ² /s	5 mm ² /s
spez. Wärmekapazität	c_P	1.5 kJ/Kkg	1.8 kJ/Kkg
Flammpunkt	ϑ_{FP}	> 280 °C	
Siedepunkt	ϑ	> 395 °C	

**Abbildung 8.2:** Schematische Darstellung des Fluidkreislaufs.

wendet werden. Für die Versuche in der vorliegenden Arbeit kommt *Fragol X-400-A* zum Einsatz. Dabei handelt es sich um eine vollsynthetische Wärmeträgerflüssigkeit auf Polydimethylsiloxanbasis. Die physikalischen Eigenschaften des Fluides sind in Tab. 8.1 aufgelistet. Der Flammpunkt des Fluides, bei welchem sich ein entzündliches Dampfgemisch bilden kann, liegt mit 280 °C deutlich über der angestrebten Temperatur von 250 °C.

Der Fluidkreislauf besteht aus einem Reservoir, einer Zuleitung vom Reservoir zur Pumpe mit Anschlussmöglichkeiten für verschiedene Pumpköpfe und einer Rückleitung vom Pumpkopf zum Reservoir. Eine schematische Darstellung des Fluidkreislaufs ist in Abb. 8.2 gezeigt.

Als Reservoir wird ein 60 l Tank, welcher aus 5 mm starkem, verschweisstem Edelstahlblech gefertigt ist, verwendet. Der Tank verfügt über eine Serviceluke für die Reinigung, Aufnahmevorrichtungen für die Ölheizung,

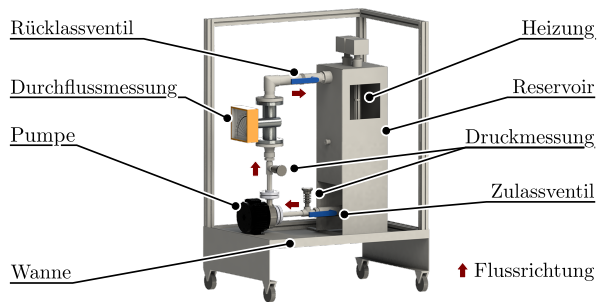


Abbildung 8.3: Schematische Darstellung des Experimentalaufbaus. Die Serviceluke, der Spritzschutz sowie der Schaltschrank sind aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

Anschlüsse für die Verrohrung sowie eine Druckausgleichsöffnung. Der Tank ist zweischichtig mit Isolationsplatten vom Typ *Frenzelit Isoplan 750* verkleidet, um die benötigte Heizleistung zu minimieren.

Die Verrohrung ist mit 2" starken Rohren ausgeführt, um die hydraulische Last durch den Experimentalaufbau klein zu halten. Der Querschnitt der Rohre wird erst kurz vor der Pumpe auf 1" reduziert. In der Zu- und der Rückleitung ist jeweils ein Kugelventil installiert. Mittels des Rücklassventils lässt sich die hydraulische Last des Experimentalaufbaus steuern. Das Ventil im Zulauf dient zum Verschliessen des Reservoirs bei Leckage oder bei Arbeiten im Bereich des Pumpkopfs. Eine Darstellung des Tanks, der Verrohrung und der Wanne ist in Abb. 8.3 gezeigt.

Das Fluid wird mittels zweier Heizstäbe mit jeweils 1.5 kW Leistung erwärmt. Ein programmierbarer Temperaturregler vom Typ *red lion T16* kontrolliert die Heizleistung, sofern der Maschinenregler die Heizung freigibt. Die Überwachung durch den Maschinenregler stellt sicher, dass die Heizung bei ungenügendem Volumenstrom nicht betrieben wird, da dies zu einer inhomogenen Erwärmung des Fluids und Blasenbildung führen kann. Die Heizung ist in der Lage das Fluid im Experimentalaufbau in circa 8 h von Raumtemperatur auf 250 °C zu erwärmen. Die Heizzeit ist stark von der Isolation des Ölereservoirs und der Verrohrung abhängig.

Die Druckdifferenz über dem Pumpkopf wird an den Zu- und Rücklei-

tung mit zwei Drucksensoren vom Typ *Trimatic dmp 331 P* gemessen. Der Volumenstrom im Rückleitungsrohr wird mittels eines Schwebekörperdurchflussmessers vom Typ *Kobold BGN* erfasst. Die Messung mittels Schwebekörper ist sehr robust und daher gut geeignet für harsche Einsatzbedingungen und hohe Temperaturen [107]. Sowohl Druck- als auch Durchflussmessgeräte sind für Einsatztemperaturen bis zu 300 °C ausgelegt. Druck und Durchfluss werden über die *Programmable Logic Controller* (PLC) Schnittstelle des Maschinenreglers eingelesen und digitalisiert. Dies erlaubt die Regelung von Druck und Durchfluss sowie die automatisierte und sichere Erkennung von ungeplantem Betriebsverhalten, wie z.B. Leckage.

Das Reservoir, die Verrohrung, die Messgeräte, die zu testende Pumpe sowie ein Hilfsrahmen aus Aluminiumprofilen sind in einer Edelstahlwanne montiert. Am Hilfsrahmen sind an drei Seiten und an der Oberseite Stahlbleche angebracht. An der Vorderseite kann eine transparente Schiebetüre aus Polycarbonat angebracht werden. Die Stahlbleche und die Schiebetüre dienen als Spritzschutz bei Leckage. An der Aussenseite des Experimentalaufbaus ist ein Schaltschrank angebracht. Im Schaltschrank sind die Netzteile für die Versorgung der Messgeräte, die Schütze für die Ansteuerung der Heizungen und der Pumpe, der Temperaturregler, eine Prozessinformationsleuchte, sowie die Notaus- und die Rauchmelderschaltung installiert. Die Leistungselektronik und der Regler des lagerlosen Motors befinden sich ausserhalb des Experimentalaufbaus.

8.2 Pumpentests

Im Folgenden sind ausgewählte Resultate aus Pumpentests bei maximaler Fluidtemperatur für die vergossene und die unvergossene Pumpe gezeigt. Die Druck-Durchflusskurven definieren die möglichen hydraulischen Betriebspunkte. Für verschiedene Arbeitspunkte sind die internen Temperaturen aufgeführt. Eine Herausforderung bei Pumpentests über 200 °C ist der Alterungsvorgang des Prozessfluids durch Sauerstoffeinwirkung. Nach 20 h bis 40 h steigt die Viskosität des Öls zuerst an, bis es zur Bildung von Silikonflocken kommt. Die hydraulische Last ändert sich dadurch stark, da die Silikonflocken die Verrohrung verstopfen.

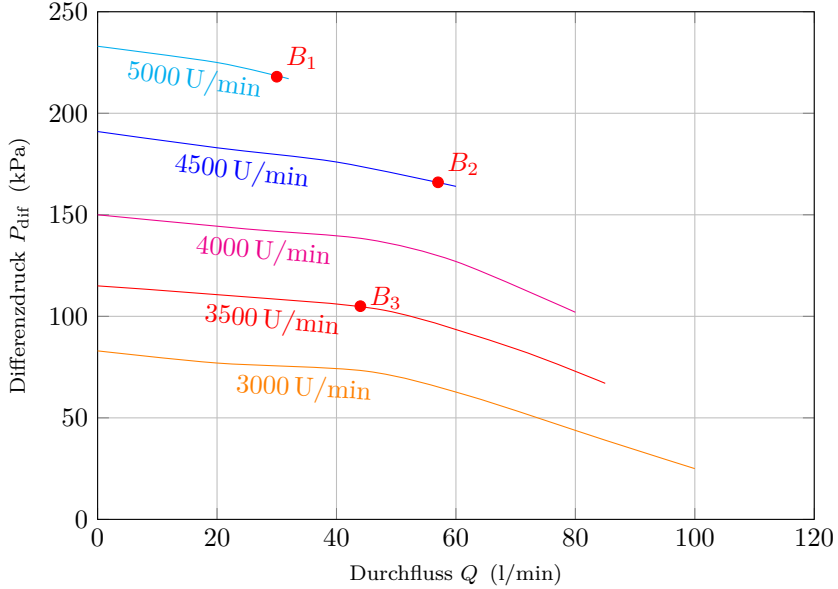


Abbildung 8.4: Druck-Durchflusskurve der vergossenen Pumpe mit Edelstahlpumpkopf bei einer Fluidtemperatur von $\vartheta_F = 250^\circ\text{C}$. An den Punkten B_1 , B_2 und B_3 wurden die stationären Betriebstemperaturen aufgezeichnet.

8.2.1 Vergossene Pumpe

Der Aufbau der vergossenen Pumpe ist in Kapitel 7.2.1 beschrieben. Abb. 8.4 zeigt die Druck-Durchflusskurve bei einer Fluidtemperatur von 250°C . In der Pumpe wird ein Fluorkunststoffimpeller mit Samarium-Kobalt Magnet und der Edelstahlpumpkopf verwendet, cf. Kapitel 7.4.1. Die Charakteristik des Prozessfluides ist Tab. 8.1 zu entnehmen.

Der maximale Durchfluss, welcher mit dem vergossenen Hochtemperaturprototyp erreicht werden konnte, beträgt 100l/min und ist durch die hydraulischen axialen Kräfte beschränkt, welche auf den Rotor wirken [108]. Wird die Pumpe über diesem Limit betrieben, setzt der Rotor im Pumpkopf auf. Aufgrund der reduzierten Axialsteifigkeit bei hoher Temperatur ist der maximale Durchfluss relativ klein. Eine detaillierte Erklärung des Effekts ist in Kapitel 3.1 zu finden.

Tabelle 8.2: Stationäre Temperaturen, hydraulische Leistung P_{hyd} und System-Wirkungsgrad η_{Sys} des Prototyps der vergossenen Hochtemperaturpumpe bei einer Fluidtemperatur von $\vartheta_F = 250^\circ\text{C}$.

Betriebspunkt	$\vartheta_{\text{Gehäuse}}$	$\vartheta_{\text{Antriebsspule}}$	$\vartheta_{\text{Zahnhalter}}$	P_{hyd}	η_{Sys}
B_1	78°C	104°C	187°C	72.6 W	0.14
B_2	87°C	117°C	193°C	72.6 W	0.2
B_3	98°C	148°C	203°C	108.5 W	0.11

Das stationäre Betriebsverhalten der Pumpe wurde an mehreren Arbeitspunkten erfasst. Als Beispiel sind drei Betriebspunkte, B_1 , B_2 und B_3 in Abb. 8.4 eingezeichnet. Die entsprechenden Temperaturen, die hydraulische Leistung und der Wirkungsgrad des Gesamtsystems sind in Tab. 8.2 aufgeführt. Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems η_{Sys} setzt sich zusammen aus

$$\eta_{\text{Sys}} = \eta_{\text{Umrichter}} \cdot \eta_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{hydraulisch}}, \quad (8.1)$$

wobei $\eta_{\text{Umrichter}}$ den Wirkungsgrad der Leistungselektronik, η_{Motor} den Wirkungsgrad des Motors und $\eta_{\text{hydraulisch}}$ den hydraulischen Wirkungsgrad des Impellers und des Pumpkopfs bezeichnet.

8.2.2 Unvergossene Pumpe

Die Druck-Durchflusskurve der unvergossenen Pumpe, siehe Kapitel 7.2.2, ist in Abb. 8.5 dargestellt. Um einen Vergleich mit der vergossenen Pumpe zu ermöglichen, wird der gleiche Pumpkopf und der gleiche Impeller verwendet.

Die Temperaturen, die hydraulische Leistung und der Wirkungsgrad des Systems für die Betriebspunkten B_4 und B_5 sind in Tab. 8.3 aufgeführt. Die Modularität des Systems führt zu höheren internen Temperaturen. Die höheren Sensortemperaturen begrenzen die Sensitivität der Rotorpositionsmessung und führen zu höheren Lagerströmen. Die Summe des Lagerstrom I_B und des Antriebsstrom I_D begrenzen den maximalen Durchfluss bei gegebener Druckdifferenz. Diese Grenze wird als Stromlimit bezeichnet und verhindert einen Betrieb mit Drehzahlen von mehr als 4250 U/min.

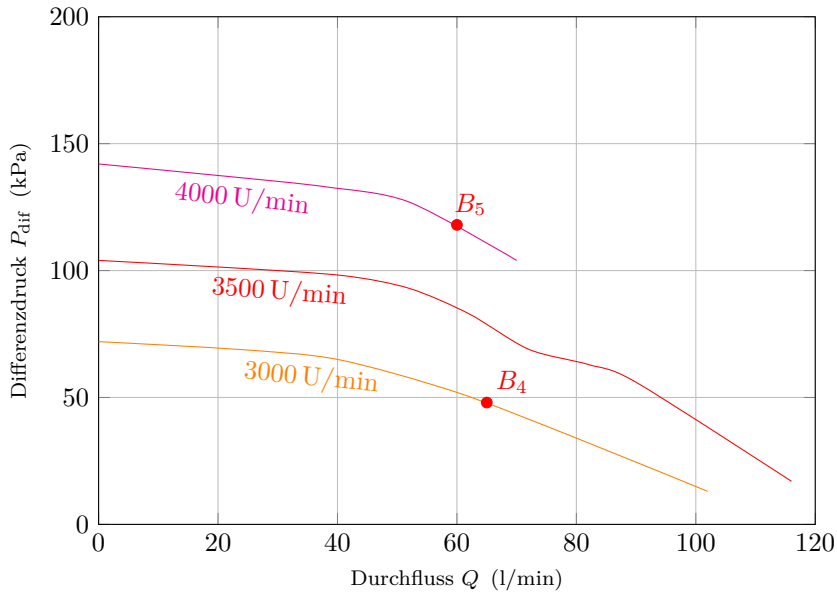


Abbildung 8.5: Druck-Durchflusskurve der unvergossenen Pumpe mit Edelstahl-pumpkopf bei einer Fluidtemperatur von $\vartheta_F = 250\text{ °C}$. An den Punkten B_1 und B_2 wurden die stationären Betriebstemperaturen aufgezeichnet.

Tabelle 8.3: Stationäre Temperaturen, hydraulische Leistung P_{hyd} und Systemwirkungsgrad η_{sys} des Prototyps der unvergossenen Hochtemperaturpumpe bei einer Fluidtemperatur von $\vartheta_F = 250\text{ °C}$.

Betriebspunkt	$\vartheta_{\text{Gehäuse}}$	$\vartheta_{\text{Antriebsspule}}$	$\vartheta_{\text{Zahnhalter}}$	P_{hyd}	η_{sys}
B_4	87 °C	142 °C	200 °C	55.25 W	0.18
B_5	95 °C	193 °C	212 °C	72.6 W	0.15

8.3 Zusammenfassung

Die Funktionstüchtigkeit der Prototypen der lagerlosen Hochtemperaturpumpe wurde experimentell gezeigt. Für die Verifikation wurde ein hydraulischer Experimentalaufbau erstellt, welcher den Pumpbetrieb mit Silikonöl bei einer Fluidtemperatur von bis zu 250 °C erlaubt. Durch die Experimente wurde das thermische Modell verifiziert und die winkelsen-

sorlose Regelung konnte unter realistischen Bedingungen getestet werden. Mit der lagerlosen Hochtemperaturpumpe kann ein maximaler Differenzdruck von 230 kPa und ein maximaler Durchfluss von 100 l/min erreicht werden. Die beiden Motorprototypen, vergossen und unvergossen, konnten ohne Defekt mehrere Male bei maximaler Fluidtemperatur betrieben werden.

Kapitel 9

Zusammenfassung und Ausblick

9.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eine lagerlose Hochtemperaturpumpe für die Verwendung in Prozessen mit aggressiven Fluiden untersucht. Die Pumpe besteht aus einem lagerlosen Scheibenläufer mit integriertem hydraulischem Energiewandler. Die wichtigsten Resultate sind:

- Das Betriebsverhalten des lagerlosen Motors ist abhängig von der Temperatur des Permanentmagneten. Die Erwärmung durch das Fluid führt zu einer Abnahme der Magnetisierung und damit zu einer Reduktion der passiven Steifigkeiten, der Lagerkraftkonstanten sowie der Drehmomentkonstante. Dies beeinflusst die internen Motorverluste, da die Lager- und Antriebsregler den Temperaturerfluss durch eine Erhöhung der Statorströme kompensieren.
- Die lagerlose Hochtemperaturpumpe wurde für den Betrieb mit rein passiver Kühlung ausgelegt. Der Vorteil der passiven Kühlung liegt in der reduzierten Anzahl an Bauelementen, der tiefen Ausfallwahrscheinlichkeit und den geringen Anforderungen an die Betriebsumgebung der Pumpe.
- Die Temperaturen im Inneren der Pumpe wurden mit Hilfe eines thermischen Modells abgeschätzt. In Versuchen mit den Prototypen konnte gezeigt werden, dass die Fehler des Modells kleiner als 20 °C sind. Somit kann das Modell als Grundlage für die Auswahl der Motormaterialien und der Konstruktion der Maschine dienen.
- Ein neuartiges Verfahren zur Bestimmung der radialen Rotorposi-

tion durch einen elektrisch leitfähigen Pumpkopf hindurch wurde entwickelt. Das Verfahren ermöglicht die Verwendung von mechanisch sehr stabilen Pumpköpfen.

- Aufgrund der hohen Temperaturen in der Nähe des Pumpkopfs der lagerlosen Pumpe wird ein winkelsensorloses Regelschema verwendet. Verschiedene Methoden zur Winkelbestimmung über das gesamte Drehzahlband der Maschine wurden untersucht. Die Reglerstruktur der lagerlosen Hochtemperaturpumpe verfügt über einen Winkelbeobachter für kleine Drehzahlen, welcher das Verhalten des integrierten Lagers zur Bestimmung des Winkels nutzt, und einen Hochgeschwindigkeitswinkelschätzer, welcher auf dem Flussmodell der Maschine basiert.
- Je zwei Prototypen der lagerlosen Hochtemperaturpumpe und des temperaturfesten Pumpkopfs wurden konstruiert und aufgebaut. Der erste Motorprototyp ist produktionsnah und mit Silikonmasse vergossen. Der zweite Prototyp ist unvergossen und modular. Der unvergossene Prototyp erlaubt es, verschiedene Ausführungen eines Bauteils unter Betriebsbedingungen zu evaluieren und zu vergleichen. Die Pumpköpfe unterscheiden sich in ihrer Materialwahl und ihrem Dichtungskonzept.
- Die Prototypen der Pumpe wurden in einem Experimentalaufbau mit Silikonöl bei 250 °C getestet. Beide Motoren konnten ohne Defekte mehrmals bei maximaler Temperatur betrieben werden.

9.2 Ausblick

Die Tests und Ergebnisse der realisierten Prototypen zeigen, dass Pumpen auf der Basis von lagerlosen Motoren bei sehr hohen Fluidtemperaturen eingesetzt werden können. Vor dem Erreichen der Produktionsreife solcher Pumpen müssen mindestens noch folgende Aspekte untersucht werden:

- Die chemische Beständigkeit der verwendeten hydraulischen Bauteile muss experimentell bestimmt werden. Die Möglichkeiten der Beschichtung des Edelstahlpumpkopfs sind genauer zu untersuchen.
- Die Funktionsweise der lagerlosen Pumpe muss in Langzeitversuchen gezeigt werden. Zu diesem Zweck müssen Möglichkeiten ge-

schaffen werden, die erlauben eine Pumpe während mehrerer Monate mit 250 °C heissem Fluid sicher zu betreiben. Für diese Tests muss die Alterung des Silikonöls bei Sauerstoffeinwirkung unterbunden werden.

- Die Anzahl der Prototypen muss erhöht werden, um statistisch signifikante Aussagen zum Ausfallverhalten der Pumpe machen zu können.
- Es sollte untersucht werden, ob die Komponenten im Transformatorsatzschaltbild der Sensorik für Edelstahlpumpköpfe analytisch berechnet werden können. Eine rein analytische Lösung würde die Auslegung der Sensorik weiter beschleunigen.

Zusätzlich lassen sich die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit auch für alternative Anwendungen nutzen:

- Die winkelsensorlose Regelung ist für die Verwendung in allen lagerlosen Scheibenläufermotoren geeignet. Durch die Eliminierung der Winkelsensoren kann die Komplexität der Motoren und somit der Preis und die Ausfallwahrscheinlichkeit verringert werden.
- Die neuartige Sensorik erlaubt die Verwendung von elektrisch leitfähigen Pumpköpfen. Bei kommerziell verfügbaren Pumpen der Firma *Levitronix* muss nur die Auswerteelektronik der Sensorik angepasst werden.
- Die mechanische Festigkeit des Edelstahlpumpkopfs ist bei allen Temperaturen höher als die der kommerziell verfügbaren Pumpköpfe aus Fluorkunststoff. Dies ermöglicht die Verwendung des Pumpkopfs in Anwendungen mit hohen Drücken und/oder bei tiefen Temperaturen.
- Die modular aufgebaute Pumpe zeigt, dass eine ausreichende mechanische Festigkeit des Motors auch ohne Vergussmasse erreicht werden kann. Durch die Eliminierung der Vergussmasse kann das Gewicht des Motors gesenkt werden und ein Tausch von Komponenten wird ermöglicht.

Anhang A

Integration der Raumharmonischen

In Kapitel 2.3.2 wird die Kraftbildung im lagerlosen Motor über die Raumharmonischen des Luftspaltfelds eingeführt. Aus (2.36) - (2.38) ist ersichtlich, dass eine Lagerkraft durch zwei Harmonische des radialen Felds mit aufeinanderfolgender Ordnung gebildet wird. Die Herleitung basiert auf der Integration von Cosinustermen über eine geschlossene Kurve.

Falls die Phasenlagen der Raumharmonischen zu Null gesetzt werden, können alle Integrale der Formel der Radialkraft (2.36) als Summe der Teilintegrale $\mathbb{B}$ geschrieben werden. Jedes Integral ist von der Form

$$\mathbb{B} = \hat{A}_{(p)} \hat{A}_{(p+q)} \int_0^{2\pi} \cos(p\phi) \cos((p+q)\phi) \cos(\phi) d\phi. \quad (\text{A.1})$$

Die Polpaarzahl der Harmonischen wird mit p bezeichnet, die Differenz zwischen den Polpaarzahlen mit q und die Amplituden mit $\hat{A}_{(p)}$ sowie $\hat{A}_{(p+q)}$. Sowohl p als auch q sind natürliche Zahlen. Zweimaliges Anwenden der trigonometrischen Identität

$$\cos(x) \cos(y) = \frac{1}{2} [\cos(x+y) + \cos(x-y)] \quad (\text{A.2})$$

in (A.1) führt zu

$$\begin{aligned}
 \mathbb{B} &= \hat{A}_{(p)} \hat{A}_{(p+q)} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} [\cos(2p\phi) + \cos(q\phi)] \cos(\phi) d\phi \\
 &= \int_0^{2\pi} \frac{1}{4} [\cos((2p+1)\phi) + \cos((2p-1)\phi)] \\
 &\quad + \frac{1}{4} [\cos((q+1)\phi) + \cos((q-1)\phi)] d\phi \\
 &= \frac{\hat{A}_{(p)} \hat{A}_{(p+q)}}{4} \left(\underbrace{\int_0^{2\pi} \cos((2p+1)\phi) d\phi}_{\mathbb{B}_1} \right. \\
 &\quad + \underbrace{\int_0^{2\pi} \cos((2p-1)\phi) d\phi}_{\mathbb{B}_2} + \underbrace{\int_0^{2\pi} \cos((q+1)\phi) d\phi}_{\mathbb{B}_3} \\
 &\quad \left. + \underbrace{\int_0^{2\pi} \cos((q-1)\phi) d\phi}_{\mathbb{B}_4} \right). \tag{A.3}
 \end{aligned}$$

Für die Summanden der Integration $I_1 - I_4$ gilt

$$\begin{aligned}
 \mathbb{B}_1 &= 0, \quad \forall p \in \mathbb{Z} \\
 \mathbb{B}_2 &= 0, \quad \forall p \in \mathbb{Z} \\
 \mathbb{B}_3 &= 0, \quad \forall q \in \mathbb{Z} \\
 \mathbb{B}_4 &= \begin{cases} 2\pi, & q = 1 \\ 0, & q \in \mathbb{Z} \setminus 1 \end{cases}, \tag{A.4}
 \end{aligned}$$

somit ist das Integral in (A.3) nur dann nicht Null falls die Amplituden zweier aufeinanderfolgender Raumharmonischer nicht Null sind. Für die Berechnungen der Radialkraft sind die Phasenlagen der Raumharmonischen nicht vernachlässigbar. Die Terme I_{B1} bis I_{B3} sind unabhängig von der Phasenlage. Für den Term I_{B4} gilt

$$|\phi_{(p)} - \phi_{(q)}| \neq \pi/2 \Leftrightarrow I_{B4} \neq 0, \tag{A.5}$$

wobei $\phi_{(p)}$ und $\phi_{(p+q)}$ die Phasen der Raumharmonischen mit Ordnung (p) und $(p+q)$ bezeichnen.

Die Berechnung des Drehmoments, siehe (2.34), kann, falls die Phasenlagen der radialen und der tangentialen Komponenten vernachlässigt werden, als Summe der Teilintegrale

$$\mathbb{D} = \hat{A}_{r,(p)} \hat{A}_{t,(p)} \int_0^{2\pi} \cos(p\phi) \cos((p+q)\phi) d\phi \quad (\text{A.6})$$

geschrieben werden. Anwenden von (A.2) führt zu

$$\begin{aligned} \mathbb{D} = \frac{\hat{A}_{r,(p)} \hat{A}_{t,(p)}}{2} & \left(\underbrace{\int_0^{2\pi} \cos((2p+q)\phi) d\phi}_{\mathbb{D}_1} \right. \\ & \left. + \underbrace{\int_0^{2\pi} \cos((-q)\phi) d\phi}_{\mathbb{D}_2} \right). \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

Für die Summanden der Integration $\mathbb{D}_1$ und $\mathbb{D}_2$ gilt

$$\begin{aligned} \mathbb{D}_1 &= 0, \quad \forall p \in \mathbb{Z} \\ \mathbb{D}_2 &= \begin{cases} 2\pi, & q = 0 \\ 0, & q \in \mathbb{Z} \setminus 0 \end{cases}. \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

Das Drehmoment hängt demzufolge von den Amplituden der Radial- und der Tangentialfeldkomponente mit der gleichen Polpaarzahl ab. Für die Phasen gilt

$$|\phi_{r,(p)} - \phi_{t,(p)}| = n \cdot \pi, \quad n \in \mathbb{Z}. \quad (\text{A.9})$$

Literaturverzeichnis

- [1] J. Bichsel, “Beiträge zum lagerlosen Elektromotor,” Dissertation, ETH Zürich, 1990. 
- [2] A. Chiba, T. Deido, T. Fukao, und M. A. Rahman, “An Analysis of Bearingless AC Motors,” *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Band 9, Nr. 1, S. 61–68, März 1994. 
- [3] W. Amrhein, S. Silber, K. Nenninger, M. Reisinger, und R. Schöb, “Developments on Bearingless Drive Technology,” *Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, Japan Society of Mechanical Engineers (JSME)*, Band 46, Nr. 2, S. 343–348, 2003. 
- [4] R. Schoeb und N. Barletta, “Magnetic Bearing. Principle and Application of a Bearingless Slice Motor.” *Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing, Japan Society of Mechanical Engineers (JSME)*, Band 40, Nr. 4, S. 593–598, 1997. 
- [5] R. Schöb, “Centrifugal Pumps without Bearing or Seals,” *World Pumps*, Band 430, Nr. 12, S. 34–37, 2002. 
- [6] E. Gottfried und S. Pongratz, *Beständigkeit von Kunststoffen*. Hanser, 2007.
- [7] N. Barletta, “Der lagerlose Scheibenmotor,” Dissertation, ETH Zürich, 1998. 
- [8] M. Neff, “Magnetgelagertes Pumpsystem für die Halbleiterfertigung,” Dissertation, ETH Zürich, 2003. 
- [9] P. Karutz, “Magnetically Levitated 2-Level Slice Motor for Application in High Purity Process Environments,” Dissertation, ETH Zürich, 2010. 
- [10] U. Hilleringmann, *Silizium-Halbleitertechnologie*. Teubner, 2004.
- [11] C. A. Mack, *Fundamental Principles of Optical Lithography: The Science of Microfabrication*. John Wiley & Sons, 2007. 

- [12] S. Globisch u.a., *Lehrbuch Mikrotechnologie*. Hanser, 2011. 
- [13] M. Köhler, *Etching in Microsystem Technology*. John Wiley & Sons, 2007. 
- [14] V. Lehmann, *Electrochemistry of Silicon : Instrumentation, Science, Materials and Applications*. John Wiley & Sons, 2002. 
- [15] Verein Deutscher Ingenieure, *Wärmeatlas*. Springer, 2013. 
- [16] K. K. Christenson, J. W. Butterbaugh, T. J. Wagener, L. Nam, B. Schwab, M. Fussy, und J. Diedrick, “All Wet Stripping of Implanted Photoresist,” *Solid State Phenomena*, Band 134, S. 109–113, 2007. 
- [17] R. Nan u.a., “Yield Qualification of All Wet Photoresist Stripping for CMOS Well Loop Implant Masks in High Volume Manufacturing,” *ECS Transactions*, Band 25, Nr. 5, S. 165–172, 2009.
- [18] Haynes, “Datenblatt: Hastelloy B-3,” <http://www.haynes.ch/doc/cra-b3.pdf>, besucht am 05.07.2017. 
- [19] R. Schöeb, “Beiträge zur lagerlosen Asynchronmaschine,” Dissertation, ETH Zürich, 1993. 
- [20] R. Schöb und J. Hugel, “Rotationspumpe und Verfahren zum Betrieb derselben,” Schweizer Patentoffenlegungsschrift WO1 998 011 650A1, 1996. 
- [21] S. Burger, “Magnetgelagertes Pumpsystem für hohe Betriebstemperaturen,” Dissertation, ETH Zürich, 2006. 
- [22] Levitronix, “Broschüre: BPS-2000,” 2017, <http://www.levitronix.com/en/bps-2000-high-pressure.html>, besucht am 04.07.2017. 
- [23] C. Scott, “Considerations for a Canned Motor Pump,” *World Pumps*, Band 2004, Nr. 459, S. 22 – 25, 2004. 
- [24] F. Zimmermann, “Magnetically-Coupled Pump,” USA Patentoffenlegungsschrift US4080 112 A, 1978. 
- [25] J. Sahiavo und R. Garber, “Air-Operated High-Temperature Corrosive Liquid Pump,” USA Patentoffenlegungsschrift US5 195 878 A, 1993. 
- [26] M. Streicher, “Schlauchpumpe,” Deutsche Patentoffenlegungsschrift EP0 394 383 B1, 1992. 

- [27] W. Knight, "Psu SERIES PUMPS," 2016, <https://wkfluidhandling.com/wp-content/media/specification-sheets/psu-series-spec-sheet.pdf>, besucht am 06.07.2017. 
- [28] R. Schoeb und N. Barletta, "Principle and Application of a Bearingless Slice Motor," *Proc. 5th Int. Symp. Magnetic Bearings (ISMB)*, S. 313–318, Mai 1995. 
- [29] P. Bösch, "Lagerlose Scheibenläufermotoren höherer Leistung," Dissertation, ETH Zürich, 2004. 
- [30] A. Chiba, T. Fukao, O. Ichikawa, M. Oshima, M. Takemoto, und D. G. Dorrell, *Magnetic Bearings and Bearingless Drives*. Elsevier, 2005. 
- [31] Thyssen Krupp, "Datenblatt: Nicht kornorientiertes Elektroband Power Core," https://www.thyssenkrupp-steel.com/media/content_1/produkte/elektroband/electrical_steel_integration/ngo/2013_06_18_ngo_produktkatalog.pdf, besucht am 28.06.2017.  be-
- [32] G. Müller und B. Ponick, *Grundlagen elektrischer Maschinen*. John Wiley & Sons, 2012. 
- [33] K. Raggl, J. W. Kolar, und T. Nussbaumer, "Comparison of Winding Concepts for Bearingless Pumps," *Proc. 7th International Conference on Power Electronics*, S. 1013–1020, Okt. 2007. 
- [34] D. Schröder, *Elektrische Antriebe: Grundlagen: Mit durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben*, 5te Auflage. Springer, 2013. 
- [35] H. Bleuler, M. Cole, P. Keogh, R. Larssonneur, E. Maslen, Y. Okada, G. Schweitzer, A. Traxler, G. Schweitzer, E. H. Maslen u.a., *Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery*. Springer Science & Business Media, 2009. 
- [36] D. Steinert, "Der nutzenlose lagerlose Scheibenläufermotor," Dissertation, ETH Zürich, 2015. 
- [37] S.-K. Sul, *Control of Electric Machine Drive Systems*. John Wiley & Sons, 2011, Band 88. 
- [38] D. Schröder u.a., *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. Springer, 2009, Band 2. 

- [39] T. Nussbaumer, P. Karutz, F. Zürcher, und J. W. Kolar, “Magnetically Levitated Slice Motors - an Overview,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, Band 47, Nr. 2, S. 754–766, März 2011. 
- [40] E.-W. Otten, *Repetitorium Experimentalphysik: Für Vordiplom und Zwischenprüfung*. Springer, 2013. 
- [41] J. Eichler, *Physik für das Ingenieurstudium*, 5te Auflage. Springer, 2014. 
- [42] S. Silber, W. Amrhein, P. Bosch, R. Schob, und N. Barletta, “Design Aspects of Bearingless Slice Motors,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Band 10, Nr. 6, S. 611–617, Dez. 2005. 
- [43] W. Gruber, “Bearingless Slice Motors: General Overview and the Special Case of Novel Magnet-Free Rotors,” *Proc. Innovative Small Drives and Micro-Motor Systems; 9. GMM/ETG Symposium*, S. 1–6, Sept. 2013. 
- [44] E. Kallenbach, R. Eick, P. Quendt, T. Ströhla, K. Feindt, M. Kallenbach, und O. Radler, *Elektromagnete: Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung*. Vieweg+Teubner, 2012. 
- [45] K. Küpfmüller, *Einführung in die theoretische Elektrotechnik*. Springer, 2013. 
- [46] B. Lapôtre, N. Takorabet, F. Meilbody-Tabar, R. Lateb, und J. Dasilva, “On the Use of Spectral Analysis of Air-Gap Flux density in Permanent Magnet Bearingless Motors,” *Proc. International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, S. 591–597, Sept. 2014. 
- [47] A. Bermúdez, A. L. Rodríguez, und I. Villar, “Extended Formulas to Compute Resultant and Contact Electromagnetic Force and Torque From Maxwell Stress Tensors,” *IEEE Transactions on Magnetics*, Band 53, Nr. 4, S. 1–9, April 2017. 
- [48] D. J. Griffiths, *Introduction to Electrodynamics*. Pearson, 2014. 
- [49] K. J. Meessen, B. L. J. Gysen, J. J. H. Paulides, und E. A. Lomonova, “General Formulation of Fringing Fields in 3-D Cylindrical Structures Using Fourier Analysis,” *IEEE Transactions on Magnetics*, Band 48, Nr. 8, S. 2307–2323, Aug. 2012. 
- [50] J. W. Kolar, *Vorlesungsskript: Power Electronic Systems 2*. ETH Zürich, 2005. 

-
- [51] J. M. Coey, *Magnetism and Magnetic Materials*. Cambridge University Press, 2010. 
- [52] Vacuumschmelze, *Broschüre: Selten-Erd-Dauermagnete*. Vacuumschmelze, 2017, http://www.vacuumschmelze.de/fileadmin/medienbiliothek_2010/downloads/dm/vacodym-vacomax-dt_12112014.pdf, besucht am 13.07.2017. 
- [53] P. Campbell, *Permanent Magnet Materials and Their Application*. Cambridge University Press, 1996. 
- [54] Bomatec, “Datenblatt: BMSG-24H,” <http://www.bomatec.ch/wp-content/uploads/2017/05/bmsg-24.pdf>, besucht am 13.07.2017. 
- [55] N. Takahashi, M. Morishita, D. Miyagi, und M. Nakano, “Examination of Magnetic Properties of Magnetic Materials at High Temperature Using a Ring Specimen,” *IEEE Transactions on Magnetics*, Band 46, Nr. 2, S. 548–551, Feb. 2010. 
- [56] C. Pfeleiderer und P. Hartwig, *Strömungsmaschinen*, 7te Auflage. Springer, 2005. 
- [57] C. P. Steinmetz, “On the Law of Hysteresis,” *Encyclopedia of American Biography*, Band 9, S. 3–64, 1892.
- [58] C. Mi, G. Slemon, und R. Bonert, “Minimization of Iron Losses of Permanent Magnet Synchronous Machines,” *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Band 20, Nr. 1, S. 121–127, März 2005. 
- [59] P. K. Lee, K. C. Kuo, C. J. Wu, Z. T. Wong, und J. Y. Yen, “Prediction of Iron Losses using the Modified Steinmetz Equation Under the Sinusoidal Waveform,” *Proc. 8th Asian Control Conference (ASCC)*, S. 579–584, Mai 2011. 
- [60] Cogent Surahammars Bruk AB, “Datenblatt: Typical Data for SURA M330-35A,” 2009, <https://cogent-power.com/cms-data/downloads/m330-35a.pdf>, besucht am 13.07.2017. 
- [61] J. Mühlethaler, J. Biela, J. W. Kolar, und A. Ecklebe, “Core Losses Under the DC Bias Condition Based on Steinmetz Parameters,” *IEEE Transactions on Power Electronics*, Band 27, Nr. 2, S. 953–963, Feb. 2012. 
- [62] B. Warberger, “Untersuchung von lagerlosen Aussenläufer-Motoren in hochreinen Rührprozessen,” Dissertation, ETH Zürich, 2014. 

- [63] M. Ooshima, A. Chiba, T. Fukao, und M. A. Rahman, “Design and Analysis of Permanent Magnet-Type Bearingless Motors,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Band 43, Nr. 2, S. 292–299, April 1996. 
- [64] J. F. Gülich, *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Springer, 2010. 
- [65] H. Sigloch, *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*, 5te Auflage. Hanser, 2013. 
- [66] R. Marek und K. Nitsche, *Praxis der Wärmeübertragung*. Hanser, 2012. 
- [67] J. Lienhard IV und L. John, *A Heat Transfer Textbook*. Dover Publications, 2011. 
- [68] J. B. J. Fourier, *Théorie de la Chaleur*. Chez Firmin Didot, père et fils, 1822. 
- [69] Dew Stahl, “Datenblatt: Acidur 4301,” 2015, https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/RSH/1.4301_de.pdf, besucht am 13.07.2017. 
- [70] ACC Silicones, “Datenblatt: Qsil553,” 2014, http://www.mvq-silicones.de/media/14148/DE_QSIL550-TDS_4.pdf, besucht am 13.07.2017. 
- [71] M. Jaritz und J. Biela, “Analytical Model for the Thermal Resistance of Windings Consisting of Solid or Litz Wire,” *Proc. 15th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE)*, S. 1–10, Sept. 2013. 
- [72] K. Lüders und G. von Oppen, *Klassische Physik : Mechanik und Wärme*. De Gruyter, 2012.
- [73] J. Welty, G. Rorrer, und D. Foster, *Fundamentals of Momentum, Heat, and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 2015. 
- [74] F. Bernhard, *Handbuch der Technischen Temperaturmessung*. Springer, 2014. 
- [75] U. Hahn, *Physik für Ingenieure*. De Gruyter, 2015, Band 1, Mechanik, Thermodynamik, Schwingungen und Wellen. 

-
- [76] J. Nerg, M. Rilla, und J. Pyrhonen, "Thermal Analysis of Radial-Flux Electrical Machines with a High Power Density," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Band 55, Nr. 10, S. 3543–3554, Okt. 2008. 
- [77] J. Boehm, R. Gerber, und N. R. C. Kiley, "Sensors for Magnetic Bearings," *IEEE Transactions on Magnetics*, Band 29, Nr. 6, S. 2962–2964, Nov. 1993. 
- [78] S. Basler, *Encoder und Motor-Feedback-Systeme*. Springer, 2016. 
- [79] C. Chien, *The Hall Effect and its Applications*. Springer, 1979. 
- [80] S. Hesse und G. Schnell, *Sensoren für die Prozess- und Fabrikautomation*. Springer, 2014. 
- [81] M. Hofer, M. Hutterer, T. Nenning, und M. Schrödl, "Improved Sensorless Control of a Modular Three Phase Radial Active Magnetic Bearing," *Proc. 14th Int. Symp. Magnetic Bearings*, S. 679–684, 2014. 
- [82] H. R. Loos, "Wirkungsweise und Berechnung von Meßwertaufnehmern auf Wirbelstrombasis zur berührungsfreien Wegmessung," *Technisches Messen, Plattform für Methoden Systeme und Anwendungen der Messtechnik*, Nr. 7/8, S. 229, 1976. 
- [83] L. Burdet, "Active Magnetic Bearing Design and Characterization for High Temperature Applications," Dissertation, ETH Zürich, 2006. 
- [84] P. Acarnley und J. Watson, "Review of Position-Sensorless Operation of Brushless Permanent-Magnet Machines," *IEEE Transactions on, Industrial Electronics*, Band 53, Nr. 2, S. 352–362, April 2006. 
- [85] K. Raggl, B. Warberger, T. Nussbaumer, S. Burger, und J. W. Kolar, "Robust Angle-Sensorless Control of a PMSM Bearingless Pump," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Band 56, Nr. 6, S. 2076–2085, Juni 2009. 
- [86] J.-H. Jang, S.-K. Sul, J.-I. Ha, K. Ide, und M. Sawamura, "Sensorless Drive of Surface-Mounted Permanent-Magnet Motor by High-Frequency Signal Injection Based on Magnetic Saliency," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Band 39, Nr. 4, S. 1031–1039, July 2003. 

- [87] F. Briz, M. W. Degner, P. Garcia, und R. D. Lorenz, "Comparison of Saliency-Based Sensorless Control Techniques for AC Machines," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Band 40, Nr. 4, S. 1107–1115, July 2004. 
- [88] S. Kim und I. Ha, "A New Observer Design Method for HF Signal Injection Sensorless Control of IPMSMs," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Band 55, Nr. 6, S. 2525–2529, Juni 2008. 
- [89] H. W. D. Kock, M. J. Kamper, und R. M. Kennel, "Anisotropy Comparison of Reluctance and PM Synchronous Machines for Position Sensorless Control Using HF Carrier Injection," *IEEE Transactions on Power Electronics*, Band 24, Nr. 8, S. 1905–1913, Aug. 2009. 
- [90] J. Persson, M. Markovic, und Y. Perriard, "A New Standstill Position Detection Technique for Nonsalient Permanent-Magnet Synchronous Motors," *IEEE Transactions on Magnetics*, Band 43, Nr. 2, S. 554–560, Feb. 2007. 
- [91] W. Wesche, *Radiale Kreiselpumpen : Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten*. Springer, 2016. 
- [92] J.-S. Kim und S.-K. Sul, "New Approach for High-Performance PMSM Drives Without Rotational Position Sensors," *IEEE Transactions on Power Electronics*, Band 12, Nr. 5, S. 904–911, Sept. 1997. 
- [93] H.-W. Park, S.-H. Lee, T.-H. Won, M.-S. Kim, und C.-U. Kim, "Position Sensorless Speed Control Scheme for Permanent Magnet Synchronous Motor Drives," *Proc. International Symposium on Industrial Electronics (ISIE)*, S. 632–636 vol.1, 2001. 
- [94] J. X. Shen, Z. Q. Zhu, und D. Howe, "Improved Speed Estimation in Sensorless PM Brushless AC Drives," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Band 38, Nr. 4, S. 1072–1080, Juli 2002. 
- [95] H. Perassi, "Feldorientierte Regelung der permanentenerregten Synchronmaschine ohne Lagegeber für den gesamten Drehzahlbereich bis zum Stillstand," Dissertation, Technische Universität Ilmenau, 2007. 

- [96] B. Petitgas, G. Seytre, O. Gain, G. Boiteux, I. Royaud, A. Serghei, A. Gimenez, und A. Anton, "High Temperature Aging of Enameled Copper Wire; Relationships Between Chemical Structure and Electrical Behavior," in *2011 Annual Report Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena*, S. 84–88, Okt. 2011. 
- [97] Detakta, "Datenblatt: Polyimid Wickeldraht," <http://www.detakta.de/fileadmin/datenblaetter/draht/ml-draht.pdf>, besucht am 12.08.2015. 
- [98] H. G. Elias, *Makromoleküle. Anwendungen von Polymeren*, 4te Auflage. John Wiley & Sons, 2003. 
- [99] M. Bonnet, *Kunststoffe in der Ingenieur Anwendung : Verstehen und zuverlässig auswählen*. Vieweg + Teubner, 2009. 
- [100] H. Saechtling und E. Baur, *Kunststoff-Taschenbuch*, 31te Auflage. Hanser, 2013.
- [101] Quadrant, "Datenblatt: PPSU," http://media.quadrantplastics.com/fileadmin/quadrant/documents/QEPP/EU/Product_Data_Sheets_PDF/Quadrant_PPSU_E_PDS_2011.pdf, besucht am 28.06.2017. 
- [102] W. Kaiser, *Kunststoffchemie für Ingenieure : Von der Synthese bis zur Anwendung*, 4te Auflage. Hanser, 2016. 
- [103] Teku GmbH, "Datenblatt: PTFE-Compounds," http://www.teku-gmbh.com/download/pdf_de/DE_Fluorkunststoff_s.pdf, besucht am 01.05.2014. 
- [104] Aluminco, "Datenblatt: Aluminium allow EN-AW 6060," http://www.aluminco.com/media/155961/aluminium-alloy-en-aw-6060-material-data-sheet_aluminco.pdf, besucht am 01.06.2017. 
- [105] ACC Silicones, "Datenblatt: QSiL 550," http://www.mvq-silicones.de/media/14148/DE_QSIL550-TDS_4.pdf, besucht am 04.07.2017. 
- [106] Synflex, "Datenblatt: Synthite AC-43," http://www.synflex.com/de/produkte_pdf/?id=10&areaid=impraegnierstoffe, besucht am 10.01.2016. 
- [107] K. W. Bonfig, *Technische Durchflussmessung: Unter besonderer Berücksichtigung neuartiger Durchflussmessverfahren*. Essen: Vulkan, 2002.

- [108] K. Raggl, “Integrierte lagerlose Pumpsysteme hoher Leistungsdichte,” Dissertation, ETH Zürich, 2009. 

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung der Kreiselpumpe auf Basis des lagerlosen Scheibenläufers	2
1.2	Schematische Darstellung einer Spaltrohrpumpe und einer Magnetkupplungspumpe	6
1.3	Schematische Darstellung einer einflutigen Balgenpumpe und einer Schlauchpumpe	7
2.1	Schnittzeichnung der lagerlosen Hochtemperaturpumpe mit Edelstahlpumpkopf	14
2.2	Definition der Koordinatensysteme und Freiheitsgrade des Rotors	15
2.3	Elektrisches Schaltbild des Umrichters und der Maschine	16
2.4	Vereinfachtes Blockschaltbild des Drehzahlreglers	18
2.5	Passiv stabile Freiheitsgrade	21
2.6	Integrationsfläche für die Modellierung der aktiven Kraftbildung	27
2.7	Normierte Komponenten des Luftspaltfelds ohne Auslenkung und Bestromung.	28
2.8	Normierte Amplituden der Raumharmonischen des Luftspaltfelds ohne Auslenkung und Bestromung	31
2.9	Normierte Amplituden der Raumharmonischen des Luftspaltfelds bei Auslenkung	32
3.1	Entmagnetisierungskurve von $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$	38
3.2	Axiale und radiale Kraft bei Auslenkung	40
3.3	Antriebsstrom in Abhängigkeit der Temperatur und aktive Radialkraftbildung in Abhängigkeit der Temperatur	41
3.4	Blockschaltbild des vereinfachten Lagereglers und Einfluss der Temperatur auf die Störunterdrückung	43
3.5	Schematische Darstellung einer Antriebsspule mit Temperaturverteilung in der Spule	46
3.6	Magnetische Flussdichte im Rückschluss und Unterteilung des Statorzahns	48
3.7	Eisenverluste für konstantes Drehmoment und Pumpkopfverluste	49
3.8	Schnittzeichnung des Pumpkopfs und des Impellers	51

4.1	Qualitative Aufteilung der Verluste nach Energiewandler	55
4.2	Beispiel eines thermischen Widerstandsnetzwerks	56
4.3	Simple Geometrien der Wärmeleitung	58
4.4	Wärmeleitung und Verluste in den Statorspulen	60
4.5	Schematische Darstellung des konvektiven Wärmetransports an einer Grenzfläche	61
4.6	Resultate der FEM Simulation der freien Strömung um das Gehäuse der lagerlosen Pumpe	64
4.7	Verifikation des Modells des konvektiven Wärmetransports . .	65
4.8	Schematische Darstellung der Wärmestrahlung einer Oberfläche und Wärmetransport durch Strahlung zwischen zwei Körpern .	66
4.9	Schematische Darstellung des thermischen Modells der lagerlosen Hochtemperaturpumpe	70
5.1	Positionierung der Hallsensoren und Felder im Zahnzwischenraum	76
5.2	FEM Berechnung der Temperaturverteilungen an möglichen Hallsensorpositionen	78
5.3	Schematische Darstellung der lagerlosen Pumpe mit Edelstahlpumpkopf und ausgelenktem Rotor und Modell der numerischen Simulation	82
5.4	Darstellung der Feldverteilung der Sensorik für Stahlpumpköpfe	84
5.5	Ersatzschaltbild der Messspule mit effektiver Impedanz	85
5.6	Widerstand und Induktivität der Sensorik für Stahlpumpköpfe	86
5.7	Effektive Induktivität L_S über effektivem Widerstand R_S der Messspule für verschiedene Rotor- und Pumpkopfpositionen . .	88
5.8	Elektrisches Ersatzschaltbild der Sensorik für Edelstahlpumpköpfe	88
5.9	Einfluss der Kopplungsinduktivitäten auf die Sensitivitätskurven des Widerstands und der Induktivität	93
5.10	Einfluss der Leitfähigkeit auf den Widerstand und die Induktivität der Radialpositionsmessung	94
5.11	Vergleich von Messung und numerischer Simulation der Wirbelstromsensoren für Edelstahlpumpköpfe	96
6.1	Schematische Darstellung der Initialwinkelbestimmung bei nicht-schwebendem Magneten	101
6.2	Blockschaltbild der Positionsregelung mit modellbasiertem Beobachter	103
6.3	Radialkraftwirkung bei ausgelenktem Rotor im idealen Fall und mit Winkelfehler	104

6.4	Einfluss der Raumharmonischen höherer Ordnung auf den modellbasierten Winkelschätzer und Blockschaltbild des Beobachters	108
6.5	Foto und schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Verifikation der Winkelschätzer	110
6.6	Messergebnisse im Betrieb mit modellbasiertem Winkelschätzer im Leerlauf und mit Lastmoment	111
6.7	Blockschaltbild der Flussintegration und Simulationsergebnisse	115
6.8	Vergleich zwischen modellbasiertem Winkelschätzer und direkter Flussintegration	117
6.9	Flussdiagramm des Startvorgangs	118
6.10	Winkelbestimmung bei der Beschleunigung des Rotors	119
7.1	Spannungs-Dehnungs-Diagramm und lineare thermische Ausdehnung von PTFE	125
7.2	Vergossener Motor	126
7.3	Unvergossener Motor	127
7.4	Explosionsdarstellung des Gehäuses des unvergossenen Motors	128
7.5	Aktive Kühlkonzepte der lagerlosen Hochtemperaturpumpe . .	129
7.6	Aluminiumverstärkter Pumpkopf	131
7.7	Edelstahlpumpkopf	132
7.8	Verbindungselemente des aluminiumverstärkten Pumpkopfs . .	133
7.9	Verbindungselemente des Edelstahlpumpkopfs	133
8.1	Experimentalaufbau für die Funktionstests	138
8.2	Schematische Darstellung des Fluidkreislaufs	139
8.3	Schematische Darstellung des Experimentalaufbaus	140
8.4	Druck-Durchflusskurve der vergossenen Pumpe	142
8.5	Druck-Durchflusskurve der unvergossenen Pumpe	144

Tabellenverzeichnis

2.1	Normierte Amplituden und Phasenlagen der dominanten Raumharmonischen des Rotorfelds	31
2.2	Die dominanten Raumharmonischen des Auslenkungsfelds und des Lagerfelds	33
2.3	Die dominanten Raumharmonischen des Antriebsfelds	34
3.1	Eigenschaften von $\text{Sm}_2\text{Co}_{17}$ Magnetmaterial	39
3.2	Durch Ausgleichsrechnung aus Verlustmessungen bestimmte Steinmetzparameter für die Verlustberechnung im Statoreisen	47
4.3	Analogie zwischen elektrischer Stromleitung und thermischer Wärmeleitung	57
4.4	Wärmeleitfähigkeit ausgewählter Materialien in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe	58
4.5	Thermische Widerstände aufgrund von eindimensionaler Wärmeleitung für einfache Körper	59
4.7	Emissionsgrad ausgewählter Materialien in der lagerlosen Hochtemperaturpumpe	66
4.8	Tabelle mit den Temperaturpunkten im Modell	71
4.9	Verifikation des thermischen Modells für Fluidtemperaturen von 200 °C, 220 °C und 250 °C	73
5.1	Übersicht über kontaktfreie Verfahren zur Distanzmessung . . .	79
5.2	Komponenten des Ersatzschaltbilds der Sensorik für Edelstahlpumpköpfe.	90
7.2	Ausgewählte Hochleistungskunststoffe für die Konstruktion der mechanischen Bauteile der lagerlosen Hochtemperaturpumpe .	123
7.3	Vergleich der internen Motortemperaturen bei passiver und aktiver Luft- und Wasserkühlung bei einer Fluidtemperatur von 200 °C und bei Betrieb mit geringem Differenzdruck über dem Pumpkopf	130
8.1	Physikalische Eigenschaften von <i>Fragoltherm X-400-A</i> bei 25 °C und bei 250 °C	139

8.2	Stationäre Temperaturen, hydraulische Leistung P_{hyd} und Systemwirkungsgrad η_{Sys} des Prototyps der vergossenen Hochtemperaturpumpe bei einer Fluidtemperatur von $\vartheta_{\text{F}} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$	143
8.3	Stationäre Temperaturen, hydraulische Leistung P_{hyd} und Systemwirkungsgrad η_{Sys} des Prototyps der unvergossenen Hochtemperaturpumpe bei einer Fluidtemperatur von $\vartheta_{\text{F}} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$	144

Lebenslauf

Personalien

Name	Tobias Wellerdieck
Geburtsdatum	23. Juli 1989
Geburtsort	Buchs, St. Gallen
Eltern	Barbara und Klaus Wellerdieck

Ausbildung und Studium

seit 2018	Motor Modell Design Engineer bei Brusa Elektronik AG, Sennwald
2014 – 2017	Doktoratsstudium an der Professur für Leistungselektronik und Messtechnik der ETH Zürich bei Prof. Dr. Johann W. Kolar
2009 – 2014	B.Sc. und M.Sc. ETH ETIT, Zürich
2008 – 2009	Militärdienst
2004 – 2008	Kantonsschule Heerbrugg, Heerbrugg, St. Gallen
2002 – 2004	Sekundarschule, Buchs, St. Gallen
2000 – 2002	Primarschule Grof, Buchs St. Gallen
1996 – 2000	Grundschule Süd, Bruckköbel, Deutschland