



Dissertation

# Entwicklung eines selbstzentrierenden homopolaren Reluktanzmagnetlagers

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften (Dr. techn.), eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften, von

**Dipl.-Ing. Manuel Stadler**

Mat.Nr.: e01025617

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher  
Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien, E311

Wien, Juni 2021

Begutachtet von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.

Markus Haider

Institut für Energietechnik und

Thermodynamik

TU Wien

Getreidemarkt 9, 1060 Wien

Univ.-Prof. Dr.-Ing.

Welf-Guntram Drossel

Institut für Werkzeugmaschinen und

Produktionsprozesse

TU Chemnitz

Reichenhainer Straße 70, 09126 Chemnitz



# Eid

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## Dissertation

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

### *Eidesstattliche Erklärung*

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Ich nehme zur Kenntnis, dass die vorgelegte Arbeit mit geeigneten und dem derzeitigen Stand der Technik entsprechenden Mitteln (Plagiat-Erkennungssoftware) elektronisch-technisch überprüft wird. Dies stellt einerseits sicher, dass bei der Erstellung der vorgelegten Arbeit die hohen Qualitätsvorgaben im Rahmen der geltenden Regeln zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis „Code of Conduct“ an der TU Wien eingehalten wurden. Zum anderen werden durch einen Abgleich mit anderen studentischen Abschlussarbeiten Verletzungen meines persönlichen Urheberrechts vermieden.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift



# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner mehrjährigen Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien der Technischen Universität Wien. Die Arbeit wurde unter der Leitung von Herrn Univ.Prof. Dipl.Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher durchgeführt, den an dieser Stelle mein großer Dank gebührt.

Für die Begutachtung meiner Arbeit möchte ich Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Haider von der Technischen Universität Wien, Institut für Energietechnik und Thermodynamik und Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Welf-Guntram Drossel vom Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse der TU Chemnitz danken.

Meinen Kollegen Stefan Gössinger, Patrick Pelzmann und insbesondere Thomas Weiler danke ich für die fachlichen Diskussionen und die tatkräftige Unterstützung.

Der Firma EneRes Ltd. möchte ich für die unkomplizierte Bereitstellung der Sensor- und Messeinheit meinen Dank aussprechen.

Mein größter Dank gilt meiner Familie, insbesondere meinen Eltern Rosemarie und Markus Stadler, die mir als Lektoren zur Seite standen, sowie meiner Partnerin Isabella.



# Kurzfassung

Die Entwicklung und prototypische Umsetzung eines selbstzentrierenden homopolaren Reluktanzmagnetlagers stellt das zentrale Thema der vorliegenden Dissertation dar. Neben der Erbringung des „Proof of Concept“ steht die umfassende Charakterisierung des Magnetlagers hinsichtlich seiner Eigenschaften im Vordergrund dieser Arbeit.

Das Magnetlager wird in axialer Richtung aktiv geregelt, während der zweite bis fünfte Freiheitsgrad eine passive Stabilisierung aufweisen. Die sechste vorhandene Achse stellt die Rotationsachse des Systems dar. Es erfolgt weder eine aktive noch passive Stabilisierung der sechsten Achse. Der aus kosten- und produktionstechnischen Gründen einfach gehaltene Aufbau des Magnetlagers besitzt neben einem Permanentmagnetring eine Spule. Je nach aktueller axialer Spalthöhe kann das Magnetfeld der Permanentmagneten mit Hilfe der Spule geschwächt oder verstärkt werden. Der vertikal zu lagernde Rotor wird dadurch axial in Schwebe gehalten. Die Stabilisierung in radialer Richtung erfolgt durch eine Reluktanzkraft, die einer möglichen Auslenkung entgegenwirkt. Durch die Verwendung von zwei Lagern kann einer Verkippung des Rotors im rechten Winkel zur Drehachse entgegengewirkt werden. Unter Einbeziehung der Gravitationskraft als gegenwirkende Kraft kann auf eine vorgespannte Magnetlageranordnung verzichtet werden, wodurch die Energieeffizienz des Systems positiv beeinflusst wird.

Auf Basis umfangreicher magnetostatischer Simulationen erfolgt eine genaue Begutachtung der unterschiedlichen wirkenden Kräfte und Steifigkeiten des Reluktanzlagers. Neben weiterführenden modalanalytischen Betrachtungen findet überdies eine thermische Betrachtung des gesamten Aufbaus statt. Die simulatorische Abbildung des gesamten mechatronischen sowie regelungs- und steuerungstechnischen Aufbaus schließt den theoretischen Teil der Arbeit ab. Die Wirkweise des Magnetlagers wird in einem eigens konzipierten Teststand ausführlich geprüft und der „Proof of Concept“ erbracht. Weiters wird der Teststand für die Verifizierung der durchgeführten Simulationen herangezogen. Beschleunigungsversuche zeigen, dass die kritischen Drehzahlen durchlaufen werden können und somit ein Betrieb im überkritischen Drehzahlbereich möglich ist. Die Ergebnisse der abschließenden Auslaufversuche sowie der äußerst geringe Strombedarf des Systems untermauern die Effizienz des Magnetlagers.



# Abstract

The development and prototypical testing of the self-centering homopolar reluctance magnetic bearing concept is the central topic of this dissertation. Besides the proof of concept, the comprehensive characterization of the magnetic bearing properties is a main task of the present thesis.

The magnetic bearing is actively controlled in axial direction, while four other axes show a passive stabilization. The sixth existing axis represents the rotational axis of the system. The magnetic bearing mainly consists of a permanent magnetic ring, an electrical coil as well as core material. The design is kept simple for cost and manufacturing reasons. The actual gap size between the bearing and the rotor can be influenced by strengthen or weaken the magnetic field of the permanent magnets by energizing the coil. The vertical supported rotor, is thus hold in axial suspension. In case of a radial deflection a counteracting reluctance force occurs due to the geometry of the bearing. By using two identical magnetic bearings in one system an uncontrolled tilting of the rotor can be prevented. By using the force of gravitation, a magnetically preloaded bearing design can be neglected, which positively influences the energy efficiency.

Based on extensive magnetostatic simulations, the stiffness of the magnetic bearing is examined in detail. In addition, the natural frequency response of the spinning system is simulated and a thermal analysis of the entire structure is performed. The theoretical part of the work is completed by the set-up of a simulation model which represents the entire mechatronic as well as the control engineering structure. The operability of the magnetic bearing is extensively tested in a specially designed test rig and the proof of concept is provided. Moreover, the test rig is used for the verification of the performed simulations. Extensive acceleration tests show that the critical speed range can be passed and thus operation at supercritical speed is possible. The results of the final run-out test and the extremely low power consumption of the system demonstrate the efficiency of the magnetic bearing.



# Abkürzungsverzeichnis

<b>ADC</b>	analog digital converter
<b>AMB</b>	active magnetic bearing
<b>CLA</b>	control law accelerator
<b>CPU</b>	central processing unit
<b>DOF</b>	degrees of freedom
<b>EDB</b>	electrodynamic bearing
<b>EF</b>	Eigenfrequenz
<b>FEM</b>	finite elemente methode
<b>FES</b>	flywheel energy storage
<b>FES-System</b>	flywheel energy storage system
<b>FIR</b>	finite impulse response
<b>HTS</b>	high temperature superconductor
<b>IGBT</b>	insulated-gate bipolar transistor
<b>IIR</b>	infinite impulse response
<b>LTI</b>	linear time-invariant
<b>ODE</b>	ordinary differential equation
<b>PDE</b>	partial differential equation
<b>PHS</b>	pumped-storage hydroelectricity
<b>PID</b>	proportional-integral-derivative
<b>PMB</b>	passive magnetic bearing
<b>SC</b>	supercapacitor
<b>SMB</b>	superconducting magnetic bearing
<b>SMES</b>	superconducting magnetic energy storage
<b>TES-System</b>	thermal energy storage system
<b>USV</b>	unterbrechungsfreie Stromversorgung



# Glossar

Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
$B_R$	Remanenzflussdichte	T
$B_S$	Sättigungsflussdichte	T
$D_m$	mittlerer Wirkdurchmesser der beiden Lager- rillen am Magnetlager	mm
$E_{Rot}$	Rotationsenergie	kW
$F_G$	Erdanziehungskraft	N
$F_R$	Reluktanzkraft	N
$F_{ax}$	wirkende Axialkraft	N
$F_{rad}$	Reluktanzkraft, radiale Rückstellkraft	N
$H_C$	Koerzitivfeldstärke	A/m
$J_Z$	Massenträgheitsmoment bezüglich Z-Achse	kg·m <sup>2</sup>
$L$	Induktivität	H
$M_{B,Scheibe}$	Bremsmoment aufgrund des Luftwiderstandes	Nm
$M_{B,Zylinder}$	Bremsmoment aufgrund des Luftwiderstandes	Nm
$M_{axial}$	resultierendes Moment aufgrund der ungleich- mäßigen Anziehungskräfte bei Verkippung	Nm
$M_{radial}$	resultierendes Moment aufgrund der radial wirkenden Reluktanzkraft	Nm
$N$	Anzahl der Windungen einer Spule	-
$P_{Ver,Spule}$	ohmscher Verlust einer Spule	W
$R_m$	Reluktanz, magnetischer Widerstand	$H^{-1}$
$R$	elektrischer Widerstand	$\Omega$
$T_C$	kritische Temperatur	K
$U_{ind}$	induzierte Spannung	V
$U_m$	magnetische Spannung	A
$W_{mag}$	Feldenergie	Ws
$\Phi$	magnetischer Fluss	Wb
$\Theta$	magnetische Durchflutung	A
$\alpha$	Verkippungswinkel	°
$\dot{\omega}$	Winkelbeschleunigung	rad/s <sup>2</sup>
$\epsilon$	elektrische Permittivität	As/Vm

Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
$\mu_0$	magnetische Feldkonstante	$\approx 4\pi 10^{-7} \text{N/A}^2$
$\mu_R$	Permeabilitätszahl, relative Permeabilität	—
$\mu$	Permeabilität	H/m
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
$\rho$	elektrische Ladungsdichte	$\text{As/m}^2$
$\rho$	Dichte	$\text{kg/m}^3$
$\rho$	spezifischer elektrischer Widerstand	$\Omega \cdot \text{mm}^2/\text{m}$
$\sigma$	elektrische Leitfähigkeit	$1/(\Omega \cdot \text{m})$
$\tau$	Zeitkonstante, Stromanstiegszeit	ms
<b>T</b>	Maxwellscher Spannungstensor	-
<b>n</b>	Normaleneinheitsvektor	-
$\vec{B}$	magnetische Flussdichte	T
$\vec{D}$	elektrische Flussdichte	$\text{As/m}^2$
$\vec{E}$	elektrische Feldstärke	V/m
$\vec{F}_L$	Lorentzkraft	N
$\vec{H}$	magnetische Feldstärke	A/m
$\vec{M}$	Magnetisierung	A/m
$\vec{j}$	Stromdichte	$\text{A/m}^2$
$\vec{v}$	Geschwindigkeit	$\text{m/s}^2$
$b_k$	FIR Filterkoeffizient	-
$b$	Breite	mm
$c_w$	Strömungswiderstandskoeffizient	-
$f_e$	äquivalente elektrische Frequenz	Hz
$g$	Fallbeschleunigung, Schwerebeschleunigung	$9.81 \text{ m/s}^2$
$h [k]$	Impulsantwort	-
$k_{ax}$	Steifigkeit in axialer Richtung aufgrund der Stromvariabilität	N/I
$k_i$	Steifigkeit in axialer Richtung	N/m
$k_{rad}$	Steifigkeit in radialer Richtung	N/m
$k_y$	Steifigkeit um die y-Achse	Nm/rad
$m$	Masse	kg
$x_{ver}$	radialer Versatz des Rotors	mm
$z_S$	Spaltgröße	mm
A	Querschnittsfläche	$\text{m}^2$
I	Strom	A
i(t)	zeitabhängiger Strom	A
l	Länge	mm
r	Radius	mm

# Inhaltsverzeichnis

<b>Danksagung</b>	<b>v</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>vii</b>
<b>Abstract</b>	<b>ix</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Grundlagen und Stand der Technik</b>	<b>15</b>
2.1 Grundlagen Magnetismus und Elektromagnetismus . . . . .	15
2.1.1 Magnetismus . . . . .	15
2.1.2 Anziehungskräfte eines Elektromagneten . . . . .	17
2.1.3 Reluktanzkraft infolge einer Verschiebung tangential zum magnetischen Fluss . . . . .	19
2.1.4 Earnshaw-Theorem . . . . .	21
2.1.5 Hysterese-Kurve von ferromagnetischen Werkstoffen . . . . .	21
2.2 Magnetlager - Stand der Technik . . . . .	22
2.2.1 Aktiv geregelte Magnetlager . . . . .	24
2.2.2 LC-Resonanz-Magnetlager . . . . .	31
2.2.3 Permanentmagnetlager . . . . .	31
2.2.4 Supraleitende Magnetlager . . . . .	32
2.2.5 Elektrodynamische Lager auf Basis einer Relativgeschwin- digkeit . . . . .	34
2.2.6 Wechselstromlager . . . . .	36
2.2.7 Asynchronmaschine-AMB und Synchron- maschine-AMB-Kombination . . . . .	37
<b>3 Ziele der Arbeit</b>	<b>39</b>
<b>4 Funktionsweise und Entwurf des Lagers sowie des Lagersystems</b>	<b>45</b>
4.1 Wirkprinzip und geometrischer Aufbau . . . . .	45
4.1.1 Idealisierte Lagergeometrie . . . . .	45
4.1.2 Reale Lagergeometrie . . . . .	48
4.1.3 Verwendete Materialien . . . . .	50
4.2 Mechanische Beschreibung des Lagersystems . . . . .	52

<b>5</b>	<b>Numerische Simulation des Lagersystems</b>	<b>57</b>
5.1	Magnetostatische Simulationen . . . . .	57
5.1.1	Magnetic Field Interface . . . . .	57
5.1.2	Kraftberechnung mithilfe des Maxwellschen Spannungstensors . . . . .	59
5.1.3	Abbildung der Materialien in der Simulationsumgebung . .	60
5.1.4	Angewendete Modellvereinfachungen . . . . .	61
5.1.5	Validierung des Simulationsmodells . . . . .	63
5.1.6	Axialkraft-Simulation . . . . .	66
5.1.7	Radialkraft-Simulation . . . . .	68
5.1.8	Berechnung der Lagersteifigkeit . . . . .	70
5.2	Modalanalytische Betrachtung des Rotorsystems . . . . .	73
5.3	Thermische Simulation der Magnetlager . . . . .	77
<b>6</b>	<b>Optisches Positions- und Geschwindigkeitsmesssystem</b>	<b>83</b>
6.1	Anforderungen an das Messsystem . . . . .	83
6.2	Systemaufbau und Beschreibung . . . . .	84
<b>7</b>	<b>Modellbasierte Auslegung des Lagerregelkreises</b>	<b>89</b>
7.1	Systematische Beschreibung des Regelkreises . . . . .	90
7.1.1	FIR-Filter . . . . .	91
7.1.2	PID-Regler . . . . .	93
7.1.3	Lookup-Tabelle zum positionsabhängigen Kraftausgleich .	94
7.1.4	Übergeordnete Führungsgrößenadaptierung . . . . .	94
7.2	Beschreibung des mechatronischen Aufbaues . . . . .	96
7.2.1	Bewegungsgleichung . . . . .	96
7.2.2	Steuerlogik der H-Brücke . . . . .	96
7.2.3	Sensorlose Spulenstromermittlung . . . . .	98
7.2.4	Mikrocontroller . . . . .	102
7.3	Systemabbildung in Matlab/Simulink . . . . .	104
7.3.1	Modellabbildung H-Brücke und Magnetlager . . . . .	105
7.3.2	Simulatorische Abbildung des Strom-Position-Kraft- Zusammenhangs . . . . .	106
7.3.3	Modellabgleich . . . . .	107
<b>8</b>	<b>Experimentelle Untersuchung und funktionelle Validierung</b>	<b>109</b>
8.1	Mechanischer Aufbau des Lagerteststandes . . . . .	109
8.1.1	Sensorik zur Lagercharakterisierung . . . . .	112
8.1.2	Rotor-Antrieb . . . . .	113
8.1.3	Vakuumtechnik . . . . .	114
8.2	Konstruktive Umsetzung und Fertigung der Magnetlager und des Teststandes . . . . .	115
8.2.1	Magnetlager . . . . .	115

8.2.2	Teststand . . . . .	117
8.3	Schwebeversuche im stationären Zustand . . . . .	118
8.4	Versuche bei drehendem Rotor . . . . .	121
8.5	Auslaufversuche . . . . .	125
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>127</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>135</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>139</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>141</b>

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.  
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



# Kapitel 1

## Einleitung

Im Zuge der EU-weiten Zielvorgaben für die Klima- und Energiepolitik aus dem Jahr 2014 wurden seitens der Europäischen Union (EU) ambitionierte Pläne im Hinblick auf die Einhaltung von Klimazielen ausgearbeitet und deren Umsetzung festgelegt. Die im Jahr 2018 abermals verschärften Ziele, wie z.B. die Reduktion der Treibhausgase um 40 Prozent bis 2030 gegenüber 1990 [1] oder der Ausstieg einiger europäischer Länder (Deutschland, Belgien und Spanien) aus den Atomstromprogrammen, machen ein Umdenken im Bereich der Stromerzeugung sowie der Energiespeicherung unerlässlich.

Schließungen von Kohlekraftwerken in manchen europäischen Ländern tragen weiters dazu bei, dass nachhaltige Energiequellen in den Blickwinkel der europäischen Energiepolitik treten. Für das Erreichen der angestrebten Klimaziele in Bezug auf die Reduktion von Treibhausemissionen wird es in naher Zukunft zwingend notwendig sein, den Ausbau der Elektromobilität zu forcieren. Dies wird auch durch den „Global EV Outlook 2020“ [2], einem jährlichen Bericht über die Entwicklung der Elektromobilität, veröffentlicht von der International Energy Agency, zum Ausdruck gebracht. Darin wird von einer Verdreißigfachung der weltweiten Elektrofahrzeuge bis 2030 ausgegangen.

In Zukunft werden erneuerbare Energiequellen wie Wind- und Sonnenenergie eine zentrale Rolle für die Erreichung der festgelegten Klimaziele spielen. Die Europäische Union geht laut der Studie „The POTEnCIA Central scenario“ [3], erstellt von der Europäischen Kommission, von einem 72-prozentigen Anteil an erneuerbarer Energie bis 2050 aus.

Eine stabile und fortwährende Energieversorgung ist hierbei von essentieller Bedeutung. Zeitweilige Unterbrechungen der Energieressourcen aufgrund wetterbedingter Veränderungen (Windstille, wolkenbedeckter Himmel, etc.) stellen Hürden dar, die bewältigt werden müssen. Neben witterungsabhängigen Schwankungen gibt es auch saisonale Unterschiede (weniger Sonnenstunden

im Winter, etc.), die eine kontinuierliche und an den Bedarf angepasste Stromerzeugung erschweren. Ein besonderes Augenmerk liegt daher darauf, bei optimalen Bedingungen möglichst viel elektrische Energie zu erzeugen und einen möglichen Überschuss zu speichern, um in Zeiten von suboptimalen Betriebsbedingungen dennoch ausreichend Energie für eine stabile und andauernde Versorgung zur Verfügung zu haben.

Neben den schon stark genutzten Möglichkeiten der Pumpspeicherkraftwerke - in Österreich sind davon über 110 im Einsatz [4] - werden dezentralisierte Energiespeicher eine Notwendigkeit darstellen [5]. Aufgrund des verstärkten Ausbaus privater Photovoltaikanlagen und der damit einhergehenden Dezentralisierung der Energieerzeugung wird die Nachfrage nach lokalen, kompakten Speichereinheiten sowie nach Systemen zur Netzstabilisierung weiter steigen.

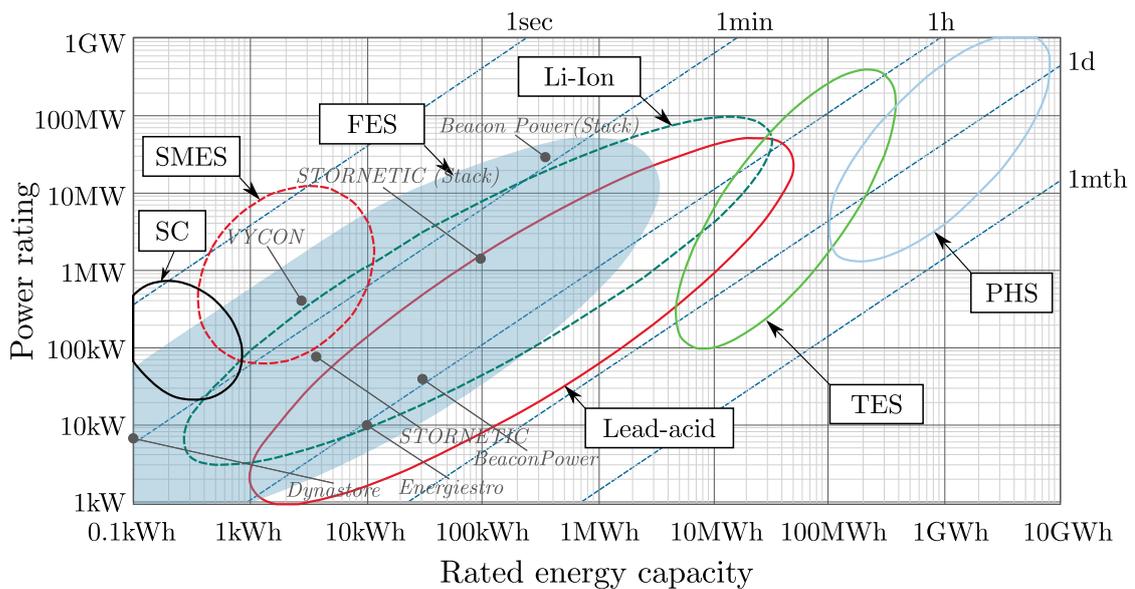
Bei der Erzeugung von Windenergie, wo Windräder teilweise über weite Gebiete verstreut sind, stellt ein klein-strukturiertes dezentrales Energiespeichernetz ebenfalls eine optimale Ergänzung zu den vorhandenen großen Pumpspeicherkraftwerken dar. Eine Entlastung des Leitungsnetzes und eine damit einhergehende erhöhte Black-Out-Sicherheit sind die Folge.

Im Bereich der Automobilindustrie wird die voranschreitende Elektrifizierung den Ausbau eines dezentralen feinmaschigen Speichernetzwerkes weiter ankurbeln. Durch die steigende Anzahl an elektrisch betriebenen Kraftfahrzeugen und damit einhergehend dem Verlangen nach immer schnelleren Ladezeiten, werden höhere Leistungen an den Ladestationen erforderlich sein. Diese können zu Spitzen im Strombedarf und im Extremfall zu Ausfällen des Stromnetzes führen [6]. Elektrische Speicher in unmittelbarer Nähe zu den Ladestationen können eine Entlastung des Verteilernetzes zu Spitzenzeiten gewährleisten.

Aktuell steht generell die Weiterentwicklung der unterschiedlichsten wiederaufladbaren elektro-chemischen Speicher im Fokus. In diesem Forschungsbereich konnten in letzter Zeit auch große Fortschritte hinsichtlich der Steigerung der Leistungsdichten und seitens der Kostenreduktion erzielt werden. Als die "state of the art"-Technologie ist hier die Lithium-Ionen-Technologie zu nennen. Lithium-Ionen-Batterien haben allerdings den Nachteil, dass sie auf Materialien mit begrenzter Verfügbarkeit angewiesen sind (Lithium, Cobalt, etc.). Durch die anhaltende starke Nachfrage kann die Ressourcenknappheit in absehbarer Zukunft zu einem Problem in der Versorgung führen [7]. Als weiterer Aspekt ist bei Lithium-Ionen-Batterien die zurzeit relativ geringe Recycling-Rate von 50 Prozent zu nennen [8]. Weltweit gibt es Bestrebungen, die kritischen Materialien durch nachhaltigere und umfassend vorhandene Bestandteile zu

ersetzen. Gelingen diese Schritte, so werden auch in Zukunft elektro-chemische Speicher eine tragende Rolle in der Erreichung der Klimaziele spielen.

Neben den elektro-chemischen Energiespeichern sind auch thermische bzw. thermo-chemische Energiespeicher bei einem weiteren Ausbau der elektrischen Speicherkapazitäten von Bedeutung. Sogenannte thermal energy storage systems (TES-Systeme) können als sensible, latente oder thermo-chemische Wärmespeicher ausgeführt werden. Die notwendige thermische Energie steht in Form von vielen unterschiedlichen Quellen zur Verfügung. Die Abwärme von industriellen Prozessen, die Wärme der Sonne, aber auch thermische Energie, die durch Müllverbrennung freigesetzt wird, können hier exemplarisch genannt werden. Durch die direkte Verwendung der Wärmeenergie können der Wirkungsgrad erhöht sowie zusätzliche Kosten durch den Entfall der Energieumwandlung vermieden werden. Aufgrund der Speichercharakteristiken eignen sich thermische Energiespeicher in erster Linie für eine langsame Energieentnahme (siehe Abbildung 1.1). Der Wirkungsgrad von TES-Systemen kann dabei in einem breiten Bereich von 50 bis nahezu 100 Prozent liegen [9].



**Abbildung 1.1** Überblick über Speichervolumina und Leistungen aktueller Speichertechnologien: Superkondensator (SC), Supraleitende magnetische Energiespeicher (SMES), Schwungradspeicher (FES), Wärmespeicher (TES), Pumpspeicherkraftwerk (PHS). Eigene Darstellung basierend auf [10].

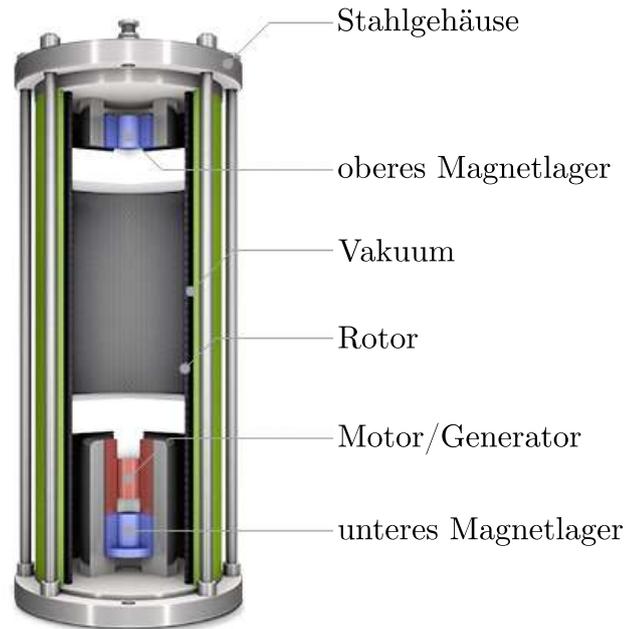
Als Alternative bzw. Ergänzung zu den elektro-chemischen und thermischen Energiespeichern können kinetische Energiespeicher gesehen werden, welche zurzeit noch eine Nischenexistenz führen. Kinetische Energiespeicher, auch Schwungradspeicher oder flywheel energy storage system (FES-System) genannt, können, wie in Abbildung 1.1 zu sehen ist, über einen breiten Leistungs- sowie

Energiebereich eingesetzt werden. Die Entladezeiten von Schwungradspeichern reichen von einigen Sekunden bis zu wenigen Stunden.

In der Vergangenheit fanden Schwungradspeicher unter anderem in der notfallmäßigen Aufrechterhaltung lokaler Stromnetze in kritischen Infrastrukturen oder öffentlichen Einrichtungen Verwendung (unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV)). Dabei stand eine hohe Ausfallsicherheit im Vordergrund, die Effizienz bzw. der Stromverbrauch war bei diesen Anlagen von untergeordneter Bedeutung. Diese Systeme waren überwiegend konventionell gelagert und wurden bei geringen Drehzahlen betrieben, daraus resultierten relativ große und schwere Schwungmassen. Als weitere historische Anwendung ist der Ilgner-Umformer zu nennen, der mit einem Schwungradspeicher ausgestattet, ab den Zwanzigerjahren des letzten Jahrhunderts zum Abfangen von Lastspitzen in der Industrie diente. Die dabei verwendeten Schwungräder hatten einen Durchmesser von bis zu vier Metern, bei einer Breite von einem Meter, und wurden bei 750 Umdrehungen/Minute betrieben.

Auch gegenwärtig finden noch langsam drehende Schwungradspeicher bei Spezialanwendungen Verwendung. Wie unter anderem das Beispiel des ASDEX Upgrades (Fusionsexperiment) am Max-Planck-Institut für Plasmaphysik im Raum München zeigt. Das 220 Tonnen schwere Schwungrad kann bei einer Drehzahl von 1650 Umdrehungen/Minute 421 kWh nutzbare Energie speichern und stellt dabei 155 MW Leistung für die Versuche zur Verfügung [11]. Ähnliche Systeme sind auch bei den Forschungseinrichtungen CERN und JET im Einsatz, da ausschließlich Schwungradspeicher diese enormen Energiemengen innerhalb weniger Sekunden abgeben können.

Im Bereich der breiten Anwendung geht die Entwicklung zu kleineren kompakten Systemen, die mit höheren Drehzahlen betrieben werden. Die überwiegende Mehrheit der am Markt verfügbaren Speicher weisen aus diesem Grund magnetische Lagerungen auf. Ein typischer Aufbau eines aktuellen FES-Systems ist Abbildung 1.2 zu entnehmen. Die Darstellung veranschaulicht auf Basis des Systems des Unternehmens STORNETIC [12] einen Schwungradspeicher. Nahezu alle Schwungradspeicher weisen einen ähnlichen Aufbau auf. Entgegen früheren Entwicklungen wird der Effizienz des Systems ein großer Stellenwert eingeräumt. Neben den erwähnten Magnetlagern, welche durch die Reduktion der Reibungsverluste höhere Drehzahlen erlauben, wird die Mehrzahl der Systeme im Vakuum betrieben. Durch das umgebende Vakuum kann der Wirkungsgrad aufgrund der geringeren Luftreibungsverluste weiter gesteigert werden.



**Abbildung 1.2** Schematischer Aufbau eines Schwungradspeichers. Darstellung auf Basis von STORNETIC (Bildquelle: [13])

Die Schwunngmasse stellt das Herzstück der Energiespeicherung dar und besteht in der Regel aus Stahl oder Faserverbundwerkstoffen. Eine Ausnahme bildet das FES-System von Energiestro, welches einen Rotor aus Beton in Verwendung hat [14]. Die Energiezu- bzw. -abfuhr erfolgt in allen Fällen über eine kombinierte Motor-/Generatoreinheit. Die Systeme sind für einen Schadensfall in dickwandigen Gehäusen untergebracht, die zusätzlich auch die Vakuumdichtheit gewährleisten.

Die hohen Leistungsabgaben, die - je nach System - innerhalb weniger Sekunden zur Verfügung stehen, garantieren wesentliche Vorteile gegenüber anderen Energiespeichermedien. Neben der schnellen Energieabgabe sind Schwungradspeicher auch durch eine rasche Energieaufnahme gekennzeichnet, wodurch kurze Ladezeiten realisiert werden können. Der Energieinhalt sowie die maximale Leistung ist nur in geringem Ausmaß von äußeren Einflüssen wie Hitze, Kälte oder Luftfeuchtigkeit abhängig. Eine Kühlung bzw. Erwärmung entfällt daher in vielen Fällen.

Während andere Speichersysteme, wie zum Beispiel wiederaufladbare elektro-chemische Speicher altern, das heißt mit zunehmenden Ladezyklen an Effizienz und Speicherinhalt verlieren, ist dies bei FES-Systemen nicht der Fall. Aktuelle Systeme weisen eine Lebensdauer von über 100 000 Lade-/Entladezyklen auf. Die nahezu reibungsfreie Lagerung gewährleistet eine lange Lebensdauer bei gleichbleibender Effizienz. Zusätzlich ist der annähernd wartungsfreie Betrieb als

wesentlicher Vorteil zu nennen, der neben einer sehr hohen Anlagenverfügbarkeit auch geringe Instandhaltungskosten zur Folge hat.

Einen weiteren Vorzug gegenüber den elektro-chemischen Speichern stellt die drastische Reduktion der Verwendung von seltenen Erden dar. Schwungradspeicher enthalten keine giftigen Stoffe, die freigesetzt werden und der Umwelt schaden. Ökologische Auswirkungen sind beim Einsatz von Schwungradspeichern vernachlässigbar. Bei der Verwendung von Stahl als Rotormaterial kann dieser vollständig recycelt werden.

Den genannten Vorteilen müssen auch die negativen Aspekte eines Schwungradspeichers gegenübergestellt werden. Als wesentlicher Punkt sind hier die hohen Kosten gegenüber anderen Energiespeichermedien zu nennen. Begründet ist diese Kostenintensität durch die benötigte Masse und die daraus resultierenden hohen Rohstoffkosten. Die in einem Schwungradspeicher enthaltene Energie berechnet sich nach Formel (1.1) aus dem Trägheitsmoment des Rotors und der Winkelgeschwindigkeit zum Quadrat.

$$E_{Rot} = \frac{1}{2} \cdot J_Z \cdot \omega^2 \quad (1.1)$$

Die größtmögliche Drehzahl ist dabei durch die Streckgrenze des verwendeten Werkstoffes begrenzt. Um bei einem mit maximaler Drehzahl betriebenen System die zu speichernde Energie weiter steigern zu können, muss das Trägheitsmoment und somit die Masse erhöht werden. Im Vergleich zu einer Drehzahlerhöhung bewirkt dies aufgrund des linearen Zusammenhangs nur einen geringeren Zuwachs an der maximal zu speichernden Energie. Zusätzlich führt dies zu höheren Materialkosten und zu einem höheren Gesamtgewicht des Systems. Es gibt daher Anstrengungen, das Rotormaterial aus optimierten Faserverbundwerkstoffen herzustellen, um die maximale werkstoffabhängige Drehzahl nach oben zu verschieben [15].

Einen weiteren Kostentreiber stellt die Komplexität des notwendigen mechatronischen Systems dar. Die üblicherweise verwendeten aktiv geregelten Magnetlager benötigten eine Vielzahl an Sensoren sowie Aktuatoren, deren Zusammenspiel eine umfangreiche Regelung erfordert.

Im Falle eines Schadens oder eines Stromausfalles müssen Vorkehrungen getroffen werden, die ein sicheres Herunterfahren des Systems gewährleisten. Die Notwendigkeit einer Notlagerung oder einer eventuellen Inselfähigkeit erhöhen den Preis des Gesamtsystems.

Das hohe notwendige Gewicht der Schwungradspeicher stellt für manche Anwendungsbereiche ein Hindernis dar. Dieser Umstand spiegelt sich überwiegend in den Verwendungszwecken wider, nur in sehr wenigen Fällen werden Schwungradspeicher in mobilen Anwendungen (Kfz-Bereich oder bei Satelliten) verwendet.

Tabelle 1.1 zeigt eine Auflistung der wichtigsten kommerziellen Systeme sowie deren technische Kenndaten. Es ist eine starke Streuung der Leistungen, des Energieinhaltes als auch der Gesamtmaße und des Gewichtes der unterschiedlichen Systeme ersichtlich. Die maximale Leistung der FES-Systeme variiert dabei von wenigen Kilowatt bis hin zu mehreren Megawatt. Die stark unterschiedlichen technischen Eigenschaften sind vornehmlich auf die verschiedenen Einsatzzwecke der Schwungradspeicher zurückzuführen. Die Arbeitspunkte der Systeme sind zusätzlich in Abbildung 1.1 grafisch dargestellt.

Unternehmen	P/kW	E/kWh	m/kg	Maße/cm
Beacon Power [16]	bis 300	30	1100	220x90
Chakratec [17]	2	3	250	-
Storenetic [13]	80	3.6	700	-
VYCON [18]	450	1.74	800	190x76
Piller [19]	bis 2700	-	bis 36000	900x170x270
Amber Kinetics [20]	8	32	4800	130x140
Active Power [21]	675	2.9	5000	336x200x100
Kinetic Traction Systems [22]	333	1.5	-	-
Compact Dynamics [23]	72	0.1	18	35x19x18
OxtoEnergy [24]	65	7.5	-	110
Energiestro [14]	10	10	3000	150x100

**Tabelle 1.1** Übersicht über kommerzielle Schwungradspeichersysteme inkl. Kennzahlen

Eine Auflistung der Anwendungsbereiche der wichtigsten Hersteller von Schwungradspeichern findet sich in Tabelle 1.2. Bis auf einige wenige Systeme (wie z.B. Compact Dynamics) sind alle auf einen stationären Einsatz ausgelegt. Bei der stationären Verwendung kristallisieren sich zwei wesentliche Kategorien heraus.

Der erste bedeutende Anwendungsbereich umfasst die Nutzung der Schwungradspeicher als USVs. Neben einer Bereitstellung der gespeicherten Energie innerhalb weniger Sekunden werden hohe Leistungsabgaben vom System gefordert (siehe Tabelle 1.1). Der gespeicherte Energieinhalt ist dabei von untergeordneter Bedeutung. FES-Systeme, die im Kontext der

unterbrechungsfreien Stromversorgung in Rechenzentren und Serverfarmen Anwendung finden (z.B. von Piller oder Active Power), sind im Gegensatz zu anderen FES-Systemen größere und schwere Einheiten. Anders als zu den in der Vergangenheit verwendeten USV-Systemen wird hier ebenfalls ein Augenmerk auf die Energieeffizienz gelegt. Steigende Strompreise lassen die laufenden Kosten erheblich anwachsen, sodass auch diese Schwungradspeicher mit Magnetlagern ausgestattet werden.

Unternehmen	Anwendungsbereiche
Beacon Power [16]	Netzstabilisierung, dezentrale Speicher
Chakratec [17]	Mobility (E-Ladestationen)
STORNETIC [13]	Industrie, Microgrids, Mobility
VYCON [18]	USV, Bremsenergieerückgewinnung (Züge)
Piller [19]	USV (Rechenzentren und Cloudfarmen)
Amber Kinetics [20]	Netzstabilisierung, Energiespeicherung
Active Power [21]	USV-Anwendungen
Kinetic Traction Systems [22]	Netzstabilisierung, Rekuperation (Züge)
Compact Dynamics [23]	onBoard System Automobilbereich
OxtoEnergy [24]	Netzstabilisierung, USV, Rekuperation
Energiestro [14]	Elektrifizierung ruraler Gebiete

**Tabelle 1.2** Auflistung unterschiedlicher Schwungradspeichersysteme und deren Anwendungsbereiche

Als zweite wesentliche Kategorie können Anwendungen im Bereich der Netzstabilisierung und der dezentralen Speicherung genannt werden. Diesen Systemen kommt vor allem in der Zukunft infolge einer gesteigerten Nutzung an regenerativen Energiequellen große Bedeutung zu. Hier kann auf Schwankungen im Stromnetz aufgrund der sich zum Teil rasch ändernden Gegebenheiten (Windböen, Wolken) reagiert werden. Mit Schwungradspeichern ist es möglich, die Netzfrequenz bzw. das Spannungsniveau zu beeinflussen, wodurch eine hochwertige Netzqualität auch unter schnell ändernden Umgebungsbedingungen gewährleistet werden kann.

Um größere Energiemengen speichern und/oder höhere Leistungsabgaben bewerkstelligen zu können, fassen mehrere Hersteller einzelne kompakte Schwungradspeicher zu größeren Stacks zusammen. Dabei bestimmt der Anwendungszweck die Größe der gebündelten Systeme. Chakratec als auch STORNETIC nutzen für die Unterbringung der Schwungradspeicher, als auch für die notwendigen peripheren Systeme, handelsübliche Frachtcontainer. Ein unkomplizierter Transport und eine rasche Inbetriebnahme werden damit gewährleistet. Beacon Power verwendet ebenfalls Container, um die

Steuereinheiten und die Hilfssysteme unterzubringen. Aufgrund des hohen Gewichtes der FES-Systeme sind die Schwungradspeicher in betonummantelten Bunkern außerhalb des Containers untergebracht.

Das israelische Unternehmen Chakratec entwickelt FES-Systeme, die im Kontext der Ladeinfrastruktur bei Elektromobilität eingesetzt werden. Gerade bei den verfügbaren Schnellladesystemen der Elektroautos sind sehr große Leistungsabgaben erforderlich, welche das Verteilernetz lokal durchaus stark belasten können. Am Flughafen Wien wird seit 2019 ein Schwungradspeicher-System getestet, welches Leistungsspitzen ausgleicht und somit das Verteilernetz unterstützt. Die dort vorhandene Anschlussleistung von 40 kW kann für die Dauer des Ladevorganges über das FES-System von Chakratec um 60 kW erweitert werden, sodass ein schnelles Laden von Elektrofahrzeugen möglich ist [25]. Abbildung 1.3 zeigt das Prinzip dieses modularen Systems, welches eine rasche und unkomplizierte Erweiterung der Kapazität erlaubt. Das Speichersystem besteht dabei aus mehreren kleinen kinetischen Energiespeichern, die in einem handelsüblichen Container Platz finden. Unter allen in Tabelle 1.1 gelisteten stationären Systemen enthält dieser Schwungradspeicher die kleinste rotierende Masse mit den kompaktesten Abmessungen. Der Energieinhalt ist dementsprechend gering. Neben Wien Energie verwendet unter anderem auch der Automobilhersteller Skoda (Volkswagen AG) das FES-System von Chakratec. Bei Skoda werden damit erste E-Mobility Ladestationen ausgestattet, mit dem Ziel, zukünftig vollständig auf chemische Speicher verzichten zu können [17].



**Abbildung 1.3** Kinetischer Energiespeicher in modularer Bauform für die Erhöhung der elektrischen Leistung bei E-Tankstellen der Firma Chakratec. (Bildquelle: [17]).

Auf das Abfedern kurzzeitiger Leistungsspitzen bzw. Leistungseinbrüche in der Industrie und im Energiemanagement hat das Unternehmen STORNETIC aus Deutschland ihre Systeme ausgelegt. Das System besteht ebenfalls aus einem modular erweiterbaren kinetischen Speicher (siehe Abbildung 1.4). Die Kapazität

der einzelnen Flywheel-Einheiten beträgt dabei 3.6 kWh. Für unterschiedliche Anwendungen gibt es jedoch kombinierte Systeme mit verschiedenen Leistungen und somit maximalen Lade- und Entladezeiten. Durch die Kombination mehrerer einzelner Speicher (bis zu 28 in einem Container) sind Leistungen bis zu 1.2 MW und ein Energieinhalt von bis zu 100 kWh möglich [13]. Unter anderem sind STORNETIC Speicher in Paris und München bei Energieerzeugern im Einsatz.



**Abbildung 1.4** Speichersystem mit mehreren kleinen Schwungradspeichern des deutschen Unternehmens STORNETIC (Bildquelle: [12]).

Das Unternehmen Beacon Power bietet zurzeit die größten kommerziell erhältlichen Speichersysteme am Markt an. Die Schwungradspeicher haben eine vergleichsweise große rotierende Masse aus einem Kohlefaserverbundwerkstoff und können bis 30 kWh an Energie speichern. Das Unternehmen betreibt in den USA (New York und Pennsylvania) zwei große Anlagen mit je 20 MW Leistung, die der Netzstabilisierung dienen (siehe Abbildung 1.5). Dabei führen die Schwungradspeicher bis zu 5000 Lade- bzw. Entladezyklen pro Jahr durch. Die Schwungradspeicher, die auf mehr als 175 000 Zyklen ausgelegt sind, haben eine Lebensdauer von mehr als 25 Jahren. Neben der Netzstabilisierung nennt Beacon Power die Integration erneuerbarer Energiequellen sowie die Bereitstellung isolierter Netze (Inselbetrieb) als mögliche Anwendungsgebiete [26].



**Abbildung 1.5** 20 MW Anlage bestehend aus 200 kleineren Schwungradspeichern zur Netzstabilisierung in New York, USA. (Bildquelle: [26]).

Dass Schwungradspeicher auch im Kontext von Inselösungen herangezogen werden können, wird am Beispiel von Utsira in Norwegen gezeigt. Ein 200 kW/5 kWh FES-System ist dabei für die Netzstabilisierung eines zu 100 Prozent mit erneuerbarer Energie (Windenergie) gespeisten autonomen Stromnetzes verantwortlich [27].

Eine weitere mögliche Anwendung von Schwungradspeichern im Umfeld der Netzstabilisierung und der "grünen" Mobilität stellt die Rekuperation der Bremsenergie bei Schienenfahrzeugen dar. Speziell bei U-Bahnen und Straßenbahnen, die eine Vielzahl an Beschleunigungs- und Bremsvorgängen pro Tag absolvieren, bieten sich FES-Systeme für diese Aufgabe aufgrund der hohen Zyklenfestigkeit an. In dieser Branche ist das Unternehmen Kinetic Traction Systems zu nennen, welches seine kinetischen Energiespeicher dahingehend bereits vermarktet. Daneben weist auch STORNETIC dieses Anwendungsgebiet dezidiert aus. Eine Realisierung ist über einzelne Flywheel-Systeme, die vor Ort in den Stationen positioniert werden, möglich. Einfahrende bzw. abfahrende Garnituren können, wie in Abbildung 1.6 dargestellt, direkt Energie in die Speicher einspeisen bzw. entnehmen. Durch die kurzen Leitungswege kann einerseits das Stromnetz geschont und andererseits die Energiespeicherung aufgrund der geringeren Leitungsverluste effizienter gestaltet werden.

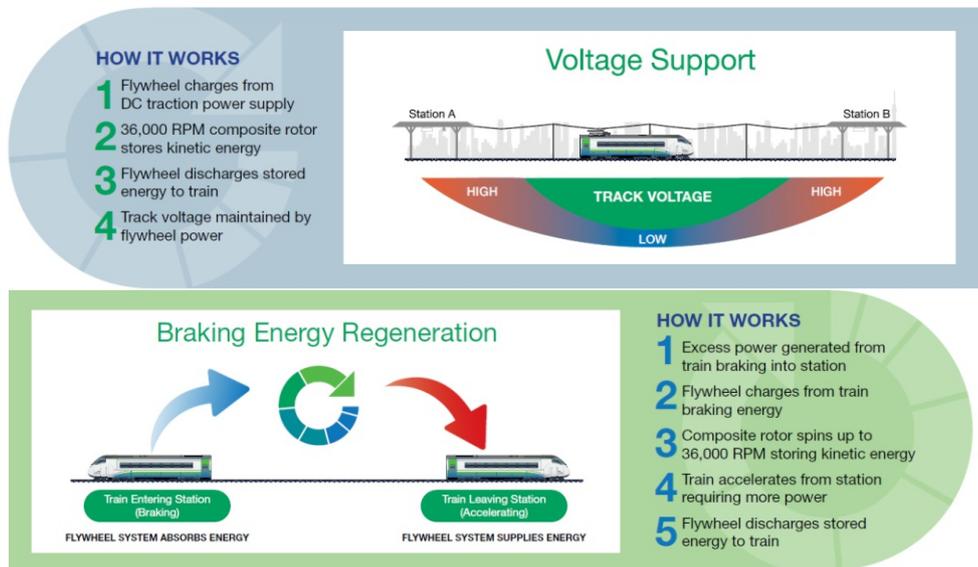
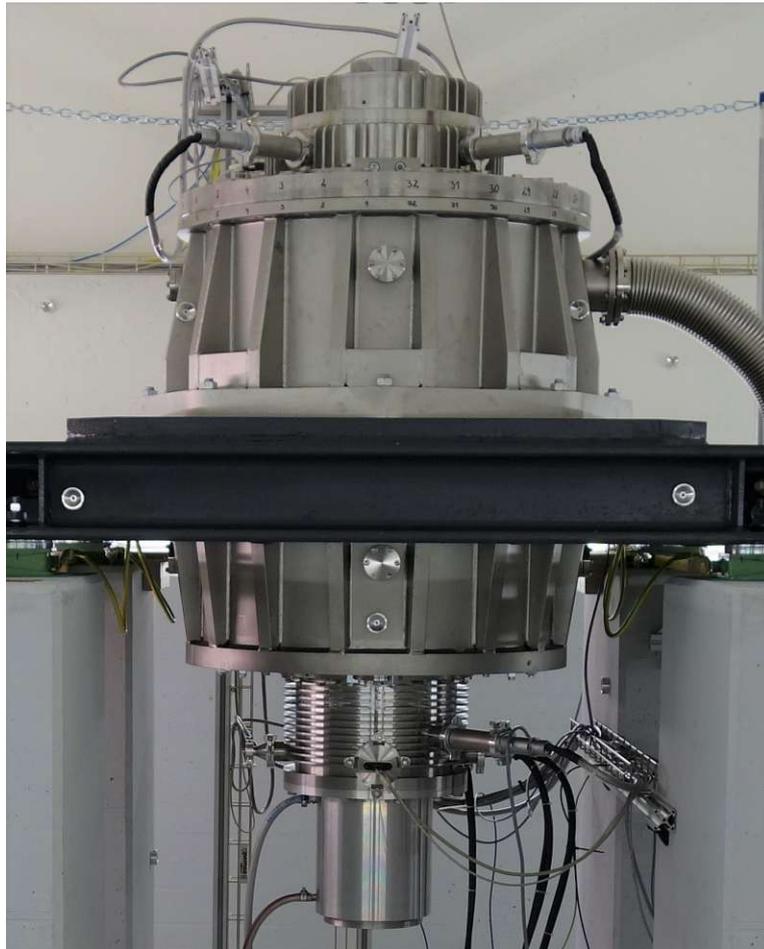


Abbildung 1.6 *Rekuperation von Bremsenergie bei Schienenfahrzeugen (Bildquelle: [28])*

Das Institut für Fertigungstechnik war in der Vergangenheit an der Entwicklung eines Schwungradspeichers beteiligt. Bei einem Energieinhalt von 20 kWh sollte das System nominal 20 kW leisten können. Die mittelfristige Speicherung von Energie für mehrere Stunden stellte die geplante Hauptanwendung dar. Die rotierende Masse betrug 2200 Kilogramm. Zur Verlustreduktion wurde das FES-System mit Magnetlagern ausgestattet und unter Vakuum betrieben. Abbildung 1.7 zeigt den Aufbau des Schwungradspeichers.



**Abbildung 1.7** Flywheelprototyp am IFT mit 20 kW Leistung und 20 kWh Energieinhalt. (Bildquelle: IFT)

Bereits in der Auslegung zeigte sich, dass die zugekauften hochentwickelten Magnetlager einen nicht zu vernachlässigenden Kostenanteil von ca. 15 Prozent an dem Prototyp aufwiesen. Zusätzlich erwiesen sich während des Testbetriebs die aktiv geregelten Magnetlager für diesen Anwendungsfall als nicht geeignet. Eine notwendige hohe Bestromung der Magnetlager ließ die Effizienz und somit die Wirtschaftlichkeit des Gesamtsystems sinken. Trotz intensiver Recherche konnte kein Magnetlager gefunden werden, welches den Ansprüchen der vorliegenden Anwendung vollumfassend entsprach. Aus diesem Grund wurde

unter der Leitung von Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher die Entwicklung eines passenden Magnetlagers gestartet.

Auf Basis der Reluktanzkraft wird in dieser Arbeit ein Lagerdesign vorgestellt, welches den genannten Anforderungen genügt. Die Reduktion der notwendigen Regelkreise auf nur einen Regelkreis erlaubt eine starke Vereinfachung der Komplexität des Lagersystems und eine Reduktion der notwendigen Sensor- sowie Aktuator-Einheiten. Zusätzlich kann unter Zuhilfenahme von Permanentmagneten die Energieaufnahme auf ein Minimum gesenkt werden. Der einfache Aufbau des homopolar wirkenden Reluktanzmagnetlagers und die damit verbundene schlanke und unkomplizierte Fertigung resultieren in einem kostenoptimierten Magnetlager. Durch die Verwendung einer eigens entwickelten Sensorik für die axiale Positionsbestimmung kann der Preis des Gesamtlagersystems weiter gesenkt werden.



# Kapitel 2

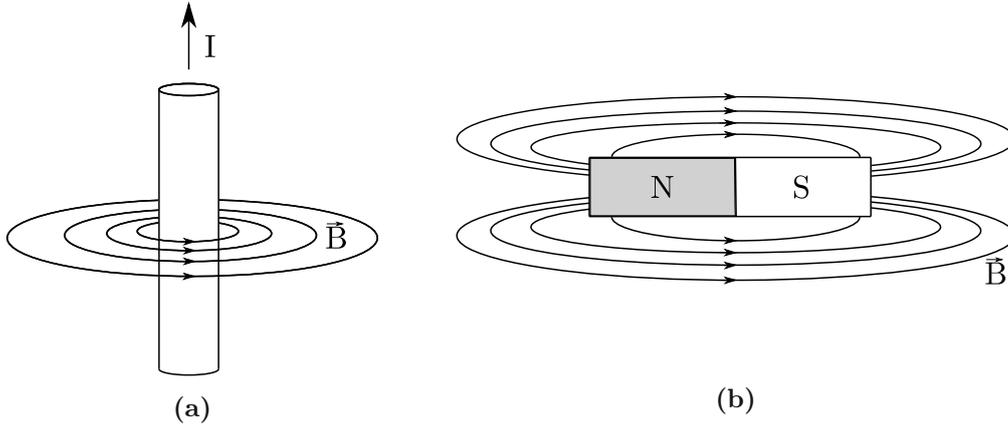
## Grundlagen und Stand der Technik

### 2.1 Grundlagen Magnetismus und Elektromagnetismus

In diesem Kapitel werden die dem selbstzentrierenden Magnetlager zu Grunde liegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten beschrieben. Dazu zählt neben der kurzen Erörterung der wichtigsten Formeln des Magnetismus auch die Beschreibung der Reluktanzkraft, welche die Basis des Selbstzentrierungseffekts des Lagers darstellt. Neben dem Earnshaw-Theorem, welches für eine grundsätzliche Funktionsfähigkeit des Magnetlagers erfüllt sein muss, stellt die Hysteresekurve bei der Entwicklung die wichtigste magnetische Materialeigenschaft dar.

#### 2.1.1 Magnetismus

Magnetismus kann als dauerhaftes magnetisches Moment in einem ferromagnetischen Werkstoff auftreten. Diese Form des Magnetismus wird aufgrund der andauernden Anziehungskraft als Permanentmagnet bezeichnet (siehe Abbildung 2.1b). Andererseits kann durch einen stromdurchflossenen Leiter ein magnetisches Feld aufgebaut werden. Nach Abschalten des Stromes baut sich dieses Magnetfeld wieder ab (siehe Abbildung 2.1a). Ursache beider auftretender Magnetfelder sind elektrische Ströme. Beim Elektromagneten resultiert das Magnetfeld aus dem in der Spule fließenden Strom, während es in Permanentmagneten aufgrund von ausgerichteten atomaren Dipolmomenten im Werkstoff auftritt. Bei Betrachtung des Magnetfeldes kann nicht unterschieden werden, ob das Feld durch einen Permanentmagneten oder Elektromagneten erzeugt wird, die magnetischen Eigenschaften sind ident. Im Gegensatz zu elektrischen Feldern weisen Magnete keine Quellen oder Senken in ihrem Magnetfeld auf, d.h. es treten immer geschlossene Feldlinien auf. Beschrieben wird diese Eigenschaft durch das Gaußsche Gesetz für Magnetfelder, welches Teil der Maxwell-Gleichungen ist (siehe Formel (2.1)).



**Abbildung 2.1** Schematische Darstellung der Feldlinien der Flussdichte im Umfeld eines stromdurchflossenen Leiters (a); Permanentmagneten (b)

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{B} = 0 \quad (2.1)$$

Im Folgenden werden einige wichtige Eigenschaften des Magnetismus anhand von Formeln und deren Zusammenhänge beschrieben. Die magnetische Durchflutung  $\Theta$  ergibt sich aus dem Integral der magnetischen Feldstärke  $\vec{H}$  entlang einer geschlossenen Umlauflinie  $\vec{s}$  und entspricht der Summe der durch die aufgespannte Fläche durchfließenden Ströme  $I$  [29].

$$\Theta = \oint \vec{H} d\vec{s} = \oint_A \vec{j} dA = \sum I_i \quad (2.2)$$

Wird dieser Zusammenhang noch um den Term des Verschiebungsstromes ergänzt, ergibt sich das erweiterte Durchflutungsgesetz, welches ebenfalls Teil der Maxwell-Gleichungen ist, in der differentiellen Form zu:

$$\vec{\nabla} \times \vec{H} = \vec{j}_{ext} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} \quad (2.3)$$

Gerade bei der Betrachtung von in Magnetfeldern wirkenden Kräften ist die magnetische Flussdichte  $\vec{B}$  von großer Bedeutung. Diese hängt über die magnetische Permeabilität  $\mu$  mit der magnetischen Feldstärke zusammen. Die magnetische Permeabilität setzt sich dabei aus der magnetischen Feldkonstante  $\mu_0$  und der materialspezifischen Permeabilitätszahl  $\mu_R$  zusammen.  $\vec{M}$  ist die Magnetisierung und eine charakteristische Größe für den magnetischen Zustand eines Werkstoffes.

$$\vec{B} = \mu_0(\vec{H} + \vec{M}) = \mu\vec{H} \quad (2.4)$$

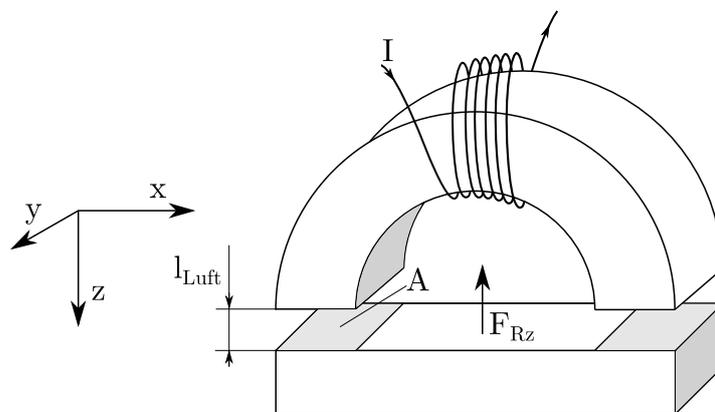
Die Reluktanz  $R_m$ , auch magnetischer Widerstand genannt, stellt den Zusammenhang zwischen der magnetischen Durchflutung  $\Theta$  und dem magnetischen Fluss  $\Phi$  (siehe Formel (2.6)) her. Die magnetische Spannung  $U_m$  entspricht  $\Theta$ , wenn ein geschlossener Weg betrachtet wird.

$$U_m = R_m \cdot \Phi \quad (2.5)$$

$$\Phi = \int_A \vec{B} d\vec{A} \quad (2.6)$$

### 2.1.2 Anziehungskräfte eines Elektromagneten

In Analogie zu den wirkenden Kräften auf die Platten eines Kondensators beschreibt Hahn [30] die wirkenden Anziehungskräfte eines Magneten auf ein Eisenstück auf Basis der zu verrichtenden Arbeit. Die wirkende Kraft zwischen dem Eisenkern und dem Magneten kann auch über die virtuelle Verschiebung hergeleitet werden. Für die wirkende Kraft ist die Annahme eines homogenen Feldes sowie die Abwesenheit von Streuflüssen außerhalb des Kerns bzw. des Luftspalts notwendig. Es wird davon ausgegangen, dass die Querschnitte des Kerns, der Eisenplatte als auch des Luftspalts konstant sind und gleiche Abmessungen aufweisen. Die Berechnung stellt daher eine Vereinfachung gegenüber der Wirklichkeit dar, welche in vielen Fällen aber für eine erste Abschätzungen durchaus herangezogen werden kann.



**Abbildung 2.2** Anziehungskraft eines als Hufeisen ausgeführten Elektromagneten auf eine Eisenplatte.  $A$  stellt dabei die durchflutete Fläche und  $l_{Luft}$  die Länge des Luftspalts dar. Die Spule weist die Windungszahl  $N$  auf, es fließt der Strom  $I$ .

Wird von einem Elektromagneten ausgegangen, der als Anfangsbedingung  $I_0 = 0$  Ampere besitzt, entspricht die während des Aufbau des Magnetfeldes verrichtete Arbeit, auch Feldenergie genannt, der Formel (2.7).

$$W_{mag} = \int \left( RI^2 + LI \frac{dI}{dt} \right) dt = \frac{1}{2} LI_{End}^2 \quad (2.7)$$

Der Term  $L \cdot I_{End}$  kann weiters durch den magnetischen Fluss und dessen Zusammenhang mit der Flussdichte ausgedrückt werden. Für eine Spule gilt Formel (2.8).

$$L = \frac{N \cdot \Phi}{I} \quad (2.8)$$

Werden die beiden Gleichungen Formel (2.6) und Formel (2.8) berücksichtigt, lässt sich der Term  $L \cdot I_{End}$  als Formel (2.9) schreiben.

$$L \cdot I_{End} = N \cdot B \cdot A \quad (2.9)$$

Wird weiters der vereinfachte Zusammenhang  $H = (N/l) \cdot I_{End}$  verwendet, so ergibt sich die magnetische Feldenergie zu:

$$W_{mag} = \frac{1}{2} LI_{End}^2 = \frac{1}{2} N B A H \frac{l}{N} = \frac{1}{2} B H A l \quad (2.10)$$

Die wirkende Kraft besitzt eine Abhängigkeit vom Luftspalt und lässt sich über das Prinzip der virtuellen Verschiebung berechnen. Dafür wird von einer infinitesimalen kleinen Verschiebung  $dx$  ausgegangen. Die Kraft ergibt sich unter Zuhilfenahme von Formel (2.4) und unter Berücksichtigung von  $\mu_{RLuft} = 1$  zu Formel (2.11).

$$F_{Rz} = - \frac{dW_{mag}}{dz} = - \frac{B_{Luft}^2 A}{2\mu_0} \quad (2.11)$$

Für den in Abbildung 2.2 ersichtlichen magnetischen Kreis können zur Berechnung der Reluktanz des Magnetkreises Bereiche mit gleichem  $\mu_R$  zusammengefasst werden. Unter der Annahme eines kleinen Luftspalts im Vergleich zur Länge des Kerns ergibt sich die Reluktanz zu Formel (2.12).

$$R_m = R_{m,Kern} + R_{m,Luft} = \frac{1}{\mu_0 \cdot A} \cdot \left( \frac{l_{Kern}}{\mu_{Kern}} + l_{Luft} \right) \quad (2.12)$$

Nach Formel (2.5) kann durch Einsetzen der magnetische Fluss berechnet werden (siehe Formel (2.13)). Infolge der Annahme von nicht vorhandenen Streuflüssen und einem homogenen Magnetfeld muss der magnetische Fluss  $\Phi$  in allen Bereichen des magnetischen Kreises gleich sein.

Da weiters der Querschnitt ebenfalls an allen Punkten innerhalb des magnetischen Kreises konstant ist, folgt daraus  $B_{Fe} = B_L = B$  und insgesamt  $B$  zu Formel (2.14).

$$\Phi = \frac{I \cdot N \cdot \mu_0 \cdot A}{\frac{l_{Kern}}{\mu_{Kern}} + l_{Luft}} \quad (2.13)$$

$$B = \frac{\Phi}{A} = \frac{I \cdot N \cdot \mu_0}{\frac{l_{Kern}}{\mu_{Kern}} + l_{Luft}} \quad (2.14)$$

Letztendlich ergibt sich die Anziehungskraft  $F_{Rz}$  durch Einsetzen von Formel (2.14) in Formel (2.11) zu:

$$F_{Rz} = \frac{1}{2\mu_0} \cdot A \cdot \left( \frac{I \cdot N \cdot \mu_0}{\frac{l_{Kern}}{\mu_{Kern}} + l_{Luft}} \right)^2 \quad (2.15)$$

### 2.1.3 Reluktanzkraft infolge einer Verschiebung tangential zum magnetischen Fluss

Generell tritt die sogenannte Reluktanzkraft an Grenzflächen zwischen Materialien mit unterschiedlichen Permeabilitätszahlen  $\mu_R$  auf. Dabei hängt die Größe der entstehenden Reluktanzkraft stark von der Differenz der beiden Permeabilitäten der verwendeten Materialien ab [31]. Einem Stromkreis als auch einem magnetischen Kreis ist gemeinsam, dass der Strom bzw. das Magnetfeld immer den Pfad des geringsten Widerstandes zu wählen bzw. diesen herzustellen versucht. Bei einer mechanisch bedingten nicht optimalen Reluktanz (= magnetischen Widerstand) wirkt die Reluktanzkraft der Ursache entgegen, sodass ein magnetischer Fluss mit dem geringstmöglichen magnetischen Widerstand hergestellt werden kann.

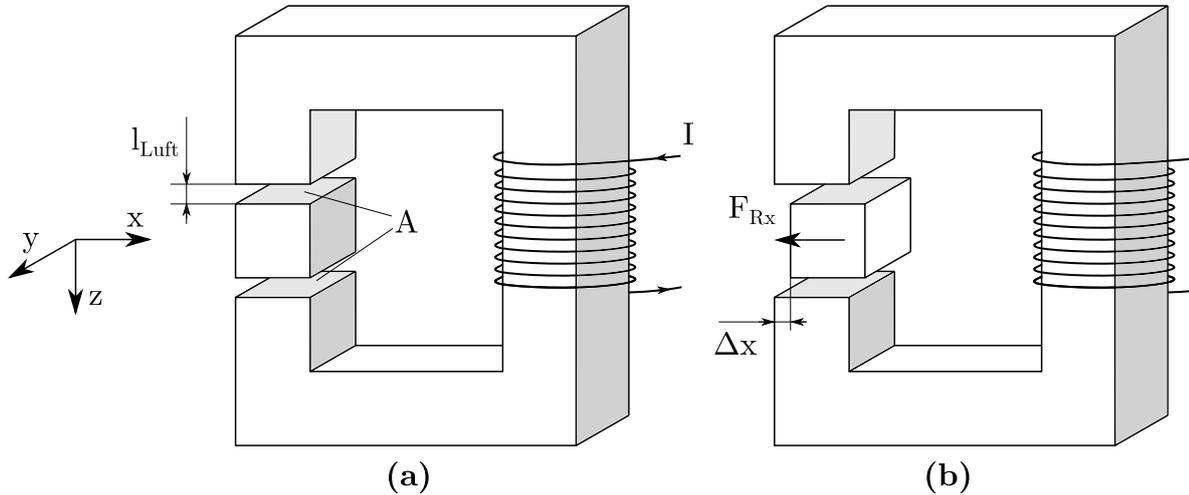
Die entstehende Reluktanzkraft infolge einer Verschiebung normal zu den Feldlinien wird analog zur Anziehungskraft eines Magneten aus der Feldenergie des Luftspalts hergeleitet. Dabei wurden folgende Vereinfachungen angenommen:

- $\mu_R$  von Luft ist konstant 1
- homogen verteiltes magnetisches Feld
- $R_{m,Fe} \ll R_{m,Luft}$

Bei einer Verschiebung des Ankers in x-Richtung im Luftspalt (Abbildung 2.3 b) entsteht eine entgegen der Verschiebungsrichtung wirkende Kraft. Diese Kraft besitzt eine Abhängigkeit von der Induktivität des Magnetkreises, welche sich über das Prinzip der virtuellen Verschiebung berechnen lässt. Es

wird dabei von einer infinitesimalen kleinen Verschiebung  $dx$  ausgegangen. Die wirkende Reluktanzkraft ergibt sich ausgehend von der Feldenergie (siehe Formel (2.7)) zu Formel (2.16).

$$F_{Rx} = \frac{1}{2} I^2 \frac{L(x)}{dx} \quad (2.16)$$



**Abbildung 2.3** Resultierende Reluktanzkraft auf ein Eisenstück in einem magnetischen Kreis aufgrund einer Verschiebung  $\Delta x$ .

Weiters lässt sich unter den getroffenen Vereinfachungen die Induktivität des Luftspalts nach Formel (2.17) abschätzen. Der Term  $R_{m,Fe}$  kann aufgrund der getroffenen Annahme  $R_{mFe} \ll R_{mLuft}$  entfallen.

$$L = \frac{N^2}{R_{m,Fe} + R_{m,Luft}} \approx \frac{N^2}{R_{m,Luft}} \mid R_{m,Luft} = \frac{2l_{Luft}}{\mu_0 A} \quad (2.17)$$

Wird von einer reinen Verschiebung in x-Richtung ausgegangen, so bleibt die Länge des Luftspalts  $l_{Luft}$  konstant, die überdeckte Fläche  $A$  ändert sich jedoch in Abhängigkeit von der Verschiebung  $\Delta x$ , während die Breite  $b$  keine Veränderung erfährt.

$$A = (x - \Delta x) \cdot b = xb - \Delta xb$$

$$\frac{dA}{dx} = \begin{cases} \Delta x = 0 \rightarrow 0 \\ \Delta x > 0 \rightarrow -b \end{cases} \quad (2.18)$$

Daraus folgt die wirkende Reluktanzkraft in x-Richtung nach Formel (2.19). Die entstehende Kraft wirkt der Verschiebung entgegen und zieht den Eisenblock im Luftspalt Richtung Zentrum. Aufgrund der getroffenen Annahmen stellt die

Formel (2.19) eine Näherung dar, deren Gültigkeit nur bei kleinen Auslenkungen  $\Delta x$  gegeben ist.

$$F_{Rx} = -\frac{I^2 N^2 \mu_0 b}{4l_{Luft}} \quad (2.19)$$

### 2.1.4 Earnshaw-Theorem

Bereits im Jahr 1842 postulierte Earnshaw in *"On the Nature of the Molecular Forces which Regulate the Constitution of the Luminiferous Ether"* [32], dass es kein statisches Magnetfeld geben kann, das bei einem darin befindlichen ferromagnetischen Objekt einen stabilen Gleichgewichtszustand herbeizuführen vermag.

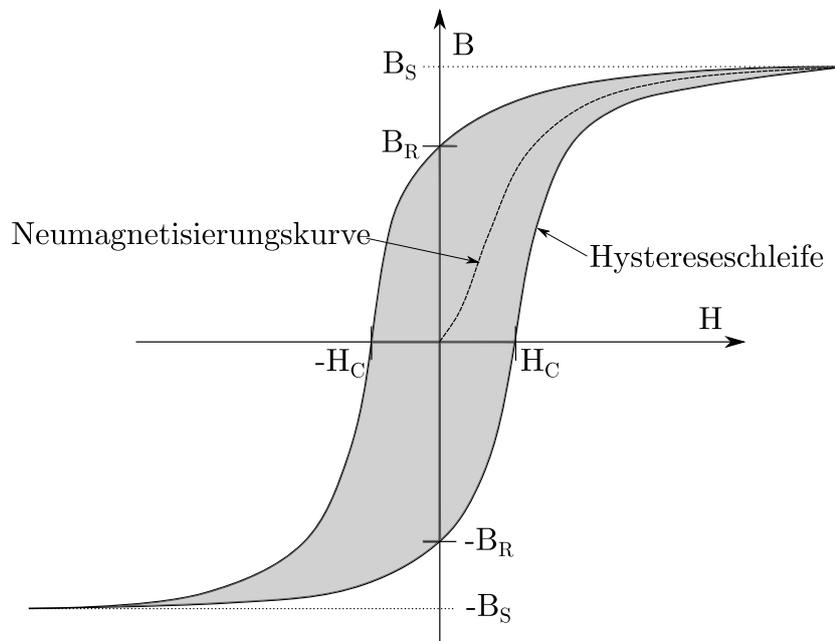
Die Gültigkeit des Earnshaw-Theorem lässt sich anschaulich anhand eines „reductio ad absurdum“ erklären. Es wird zunächst von einem stabilen Gleichgewichtszustand eines in einem statischen Magnetfeld befindlichen Körpers ausgegangen. Wird der Körper aus diesem Equilibrium verschoben, muss zum Wiedererreichen des Gleichgewichtszustandes eine Kraft in Richtung des stabilen Equilibriums wirken. Da diese Bedingung für alle Verschiebungsrichtungen gelten muss, würden alle Kraftvektoren zu diesem Gleichgewichtspunkt zeigen. Das Kraftfeld, welches eine Abhängigkeit von der magnetischen Flussdichte aufweist, müsste an diesem Punkt daher eine Senke aufweisen. Eine Senke (oder Quelle) der Flussdichte ist durch das Gaußsche Gesetz (Formel (2.1)) jedoch ausgeschlossen.

Aus dem Earnshaw-Theorem lässt sich eine wichtige Erkenntnis und Grundlage für die Entwicklung von Magnetlagern ableiten: Für den stabilen Betrieb eines Magnetlagers wird immer zumindest eine aktiv geregelte oder fixierte Achse benötigt. Ausnahme stellen hier supraleitende Magnetlager dar, die jedoch ein  $\mu_R = 0$  aufweisen.

### 2.1.5 Hysterese-Kurve von ferromagnetischen Werkstoffen

Für die in Unterkapitel 2.1.2 und Unterkapitel 2.1.3 getätigten Herleitungen wurde die Annahme einer konstanten magnetischen Permeabilität  $\mu_R$  getroffen. Für paramagnetische Stoffe wie Luft ist diese Annahme zulässig und führt zu hinreichend genauen Ergebnissen. Bei ferromagnetischen Werkstoffen ist  $\mu_R$  jedoch nicht linear und stark von der Magnetstärke abhängig. Der genaue Zusammenhang zwischen der magnetischen Feldstärke  $H$  und der magnetischen Flussdichte  $B$  wird durch die werkstoffspezifische Hysteresekurve beschrieben. Abbildung 2.4 zeigt exemplarisch den  $B$ - $H$ -Zusammenhang eines ferromagnetischen Werkstoffes, der einem äußeren Magnetfeld  $H$  ausgesetzt wird. Die Neumagnetisierungskurve der Hysteresekurve wird dabei nur initial

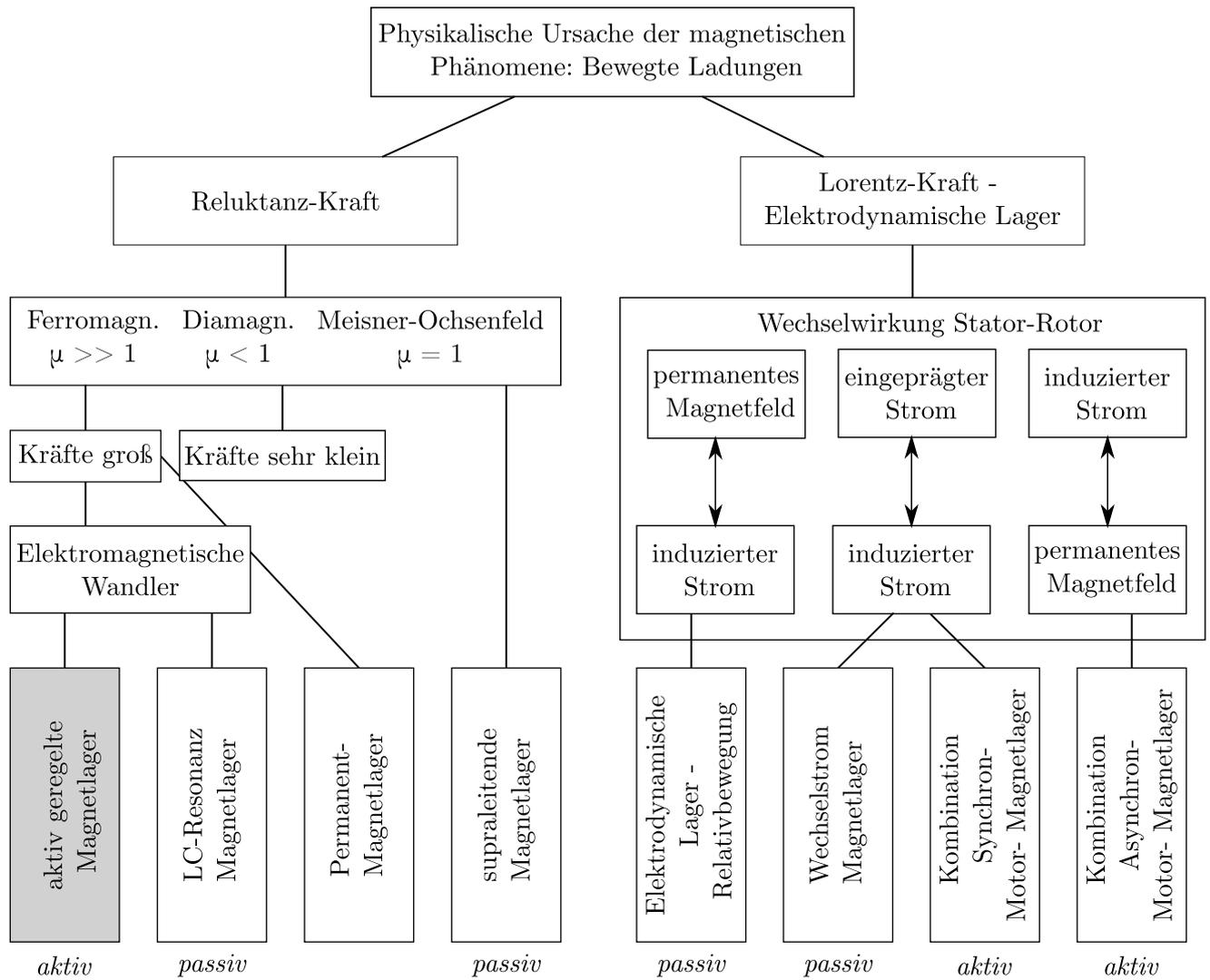
durchlaufen, der Werkstoff ist dabei zum ersten Mal einer magnetischen Feldstärke  $H$  ausgesetzt [29]. Wird die Feldstärke  $H$  gesteigert, vergrößern sich die Weiß'schen Bezirke (magnetische Bereiche) und richten sich letztendlich parallel zum äußeren Magnetfeld aus. Die Flussdichte  $B$  steigt bis zur Sättigungsflussdichte  $B_S$  an. Wird bei ferromagnetischen Werkstoffen nach Erreichen der Sättigungsflussdichte die äußere Feldstärke  $H$  entfernt, bleibt trotzdem die Remanenzflussdichte  $B_R$  im Werkstoff zurück. Dieser Effekt lässt sich durch nicht-reversible Effekte während des Wachsens der Weiß'schen Bezirke (Verschiebung der Grenzflächen der Weiß'schen Bezirke) bzw. deren Drehung erklären. Erst eine negative Feldstärke, Koerzitivfeldstärke  $H_C$  genannt, bewirkt ein Verschwinden der Flussdichte. Bei einer weiteren negativen Steigerung der Feldstärke bildet sich ein gespiegelter Kurvenverlauf [30]. Um den Werkstoff in seinen ursprünglichen, unmagnetisierten Zustand zurückzusetzen, ist eine Erwärmung über die Curie-Temperatur notwendig [33].



**Abbildung 2.4** *Typische Hysteresekurve eines ferromagnetischen Werkstoffes mit eingezeichneter Neumagnetisierungskurve, der Remanenzflussdichte  $B_R$ , der Sättigungsflussdichte  $B_S$  sowie der Koerzitivfeldstärke  $H_C$ .*

## 2.2 Magnetlager - Stand der Technik

Dieses Unterkapitel widmet sich auf Basis der von Bleuler 1992 [34] erarbeiteten Einteilung den verschiedenen Magnetlagertypen (vgl. Abbildung 2.5). Eine genaue Erörterung der Vor- und Nachteile sowie Funktions- und Wirkweise der einzelnen Magnetlagerarten stellt die Basis für eine weitere Betrachtung aktueller Forschungstendenzen dar.



**Abbildung 2.5** Einteilung der Magnetlager auf Basis der Berechnungsart der wirkenden Magnetkraft. Eigene Darstellung auf Basis von [34].

Die von Bleuler getroffene Unterteilung unterscheidet auf Basis der Grundprinzipien der wirkenden Kraft. Die beiden wirkenden Kräfte, Reluktanzkraft und Lorentzkraft, basieren dabei auf dem gleichen physikalischen Phänomen der bewegten Ladungen. Während die Reluktanzkraft aufgrund von unterschiedlichen Permeabilitäten  $\mu_R$  am Materialübergang der eingesetzten Materialien entsteht, wird die Lorentzkraft durch makroskopische Ströme hervorgerufen.

Die Reluktanzkraft stellt die Basis des in dieser Arbeit vorgestellten Magnetlagerkonzeptes dar. Auf die Wirkung sowie die Berechnung der Kraft wird in diesem Kapitel genauer eingegangen. Die zweite Hauptgruppe, die Gruppe der elektrodynamischen Lager, basiert auf der Lorentzkraft, deren Berechnung folgende Formel (2.20) zu Grunde liegt:

$$\vec{F}_L = q\vec{E} + q\vec{v} \times \vec{B} \quad (2.20)$$

Dabei ist  $q$  die elektrische Ladung und  $\vec{v}$  die Geschwindigkeit, mit der sich die Ladung bewegt.  $\vec{E}$  ist die elektrische Feldstärke sowie  $\vec{B}$  die magnetische Flussdichte. Da die Energiedichte von elektrischen Feldern in Anwendungen wie einem Magnetlager um bis zu 5 Zehnerpotenzen geringer ist als die Energiedichte eines üblicherweise auftretenden magnetischen Feldes, kann der Term  $q\vec{E}$  in vielen Fällen vernachlässigt werden.

Eine detailliertere Unterteilung der elektrodynamischen Lager kann auf Grund der Art der Wechselwirkung zwischen Stator und Rotor erfolgen. Bei den Reluktanzmagnetlagern findet die Einteilung nach den magnetischen Eigenschaften der verwendeten Materialien statt.

### 2.2.1 Aktiv geregelte Magnetlager

Die Untergruppe der aktiven Magnetlager, auch active magnetic bearing (AMB) genannt, stellt die wichtigste und am häufigsten eingesetzte Type an Magnetlagern dar. Die genannten Vor- und Nachteile gelten überwiegend auch für die anderen beschriebenen Magnetlagerarten.

#### Vorteile:

- Infolge des fehlenden Materialkontaktes zwischen Rotor und Stator treten keine Reibungsverluste auf. Bei einem Betrieb der Lager im Vakuum können weitere Verluste, hervorgerufen durch den Luftwiderstand, minimiert werden. Auf diese Weise ergibt sich aus mechanischer Sicht ein äußerst effizientes Lagersystem mit einem hohen Wirkungsgrad.
- Der fehlende Materialkontakt bewirkt eine Reduktion des Verschleißes der mechanischen Bauteile auf nahezu null. Eine hohe Lebensdauer (theoretisch unendlich) sowie eine geringe Wartungsintensität und damit verbundene geringe Betriebskosten sind die Folge.
- Fehlende Reibungsverluste erlauben sehr hohe Drehzahlen, die mit Wälz- bzw. Gleitlagern nicht oder nur sehr eingeschränkt möglich sind. Daher finden Magnetlager bei Anwendungen mit Drehzahlen weit über 10 000 U/min Verwendung. Als Beispiel sind hier die Lagerentwicklungen der ETH-Zürich zu nennen [35], die unter anderem beim PCB-Bohren oder in Mikrogasturbinen eingesetzt werden.
- Der Entfall von Schmiermitteln erlaubt den Einsatz der Magnetlager im Vakuum, in sterilen Umgebungen sowie Reinräumen.
- Der Einsatz von Magnetlagern ist in einem ausgedehnten Temperaturbereich möglich, da temperaturabhängige Eigenschaften von Schmiermitteln nicht berücksichtigt werden müssen.

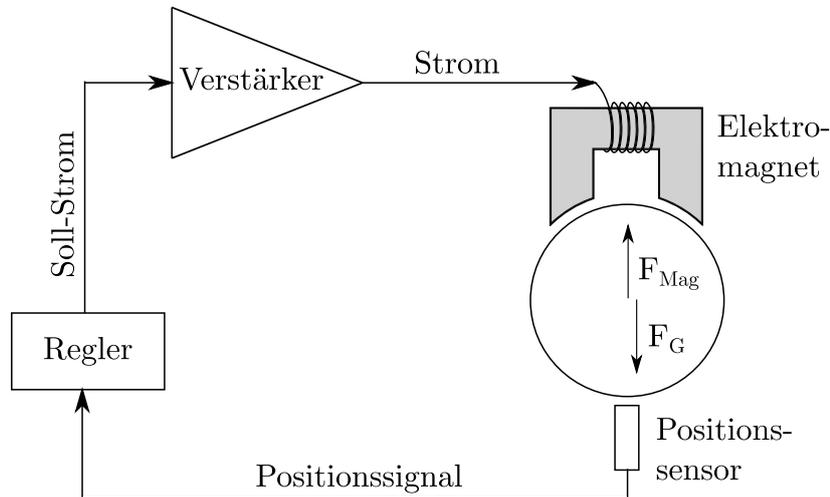
- Durch die aktive Regelung können die Eigenschaften des Magnetlagers in einem bestimmten Bereich verändert bzw. angepasst werden. So kann bei einer aktiv geregelten axialen Achse der Spaltabstand eingestellt und somit die Rotorposition verändert werden. Auch kann bei einigen aktiven Lagern die Steifigkeit sowie Tragfähigkeit der einzelnen Achsen über den Lagerstrom spezifisch gesteuert und angepasst werden.
- Magnetlagersysteme können in vielen Fällen mit einer geringeren Steifigkeit als andere Lagerarten ausgelegt werden. Für manche Anwendungen ergeben sich infolgedessen nützliche Eigenschaften: Schwungradspeicher können dadurch - bei hohen Drehzahlen - einen Selbstzentrierungseffekt erfahren.
- Die aktive Regelung erlaubt eine genaue Positionierung des Rotors.
- Durch Veränderung des Reglerverhaltens kann rasch und umfassend auf die Systemdynamik Einfluss genommen werden. Ein Durchfahren kritischer Drehzahlen sowie eine aktive Dämpfung auftretender Schwingungen stellen einen Auszug der Möglichkeiten dar.
- Die vorhandene Sensorik des aktiven Lagers kann für anderweitige Zwecke, zum Beispiel für die prädiktive Wartung, zur Schadenserkennung, zum Erkennen einer Unwucht oder zum Daten-Logging, verwendet werden.
- Infolge des fehlenden Materialkontaktes haben Magnetlagersysteme im Vergleich zu Wälzlager eine geringere Schallemission.

#### **Nachteile:**

- Die Auslegung des mechatronischen Systems benötigt aufgrund der Komplexität ein fundiertes Wissen und Erfahrung in diesem Bereich.
- Das Lagersystem ist auf zusätzliche Sensorik angewiesen, um Positions- und Geschwindigkeitsabweichungen in den geregelten Achsen erkennen zu können.
- Aufgrund der Komplexität des Gesamtsystems sind Magnetlager gegenüber anderen Lagerarten relativ kostenintensiv. Daher finden die Lager vor allem in Bereichen, die von Wälz-, Gleit-, Luftlager nicht bedient werden können, Anwendung.
- Aktiv geregelte Lager erfordern in der Regel eine permanente Stromversorgung, da der Regelkreis ohne Energieversorgung nicht aufrechterhalten werden kann. Im Extremfall droht durch den Wegfall der Energieversorgung ein Totalversagen des Lagersystems. Die meisten industriell eingesetzten Magnetlagersysteme weisen daher Notlager auf, die im Falle einer Störung das sichere Stoppen des Rotors ermöglichen.

- Im Vergleich zu anderen Lagersystemen weisen Magnetlager geringere Kraftdichten auf, wodurch sie für einige Anwendungen nicht geeignet sind.

### Wirkungsprinzip eines AMB

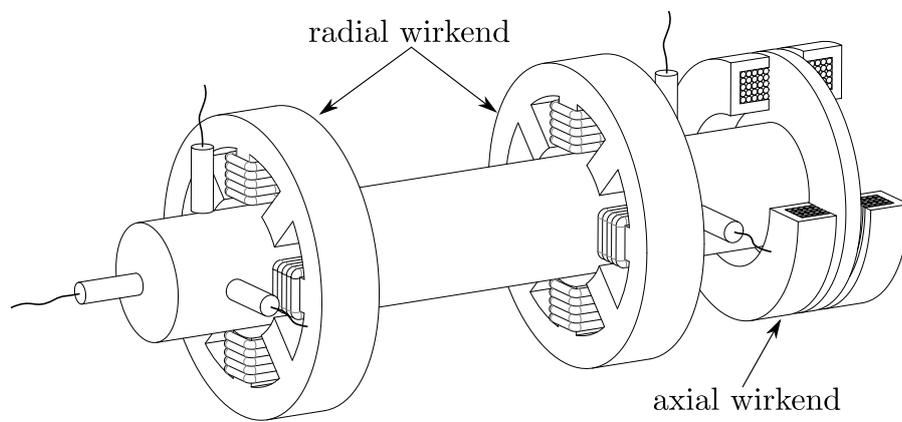


**Abbildung 2.6** Schematische Darstellung eines 1-achsigen Regelkreises eines aktiv geregelten Magnetlagers.

Abbildung 2.6 illustriert die stark vereinfachte Wirkweise eines aktiv geregelten Magnetlagers. Der Rotor, bestehend aus einem ferromagnetischen Werkstoff ( $\mu_R \gg 1$ ), wird von einem Elektromagneten angezogen. Die genaue Position sowie die Geschwindigkeit des Rotors werden über Sensoren gemessen. Das Sensorsignal wird an die Reglereinheit weitergegeben. Der implementierte Regler, meist in Form eines PID-Reglers ausgeführt, errechnet einen Sollstrom und übermittelt diesen an die Verstärkerstufe. Diese wiederum regelt den Strom in der Spule auf den berechneten Sollstrom und bewirkt dadurch eine Anpassung der Anziehungskraft des Elektromagneten und in weiterer Folge der Position des Rotors. Die Anziehungskraft des Elektromagneten weist eine Abhängigkeit vom Spulenstrom als auch vom Abstand zwischen dem Magnet und dem Rotor auf. Aufgrund der durchgehend konstanten Erdbeschleunigung  $F_G$  und der steigenden Anziehungskraft bei reduziertem Abstand ist das System von sich aus nicht stabil. Durch den Closed-Loop-Regelkreis ist es möglich, den Rotor stabil auf einer eingestellten Schwebeposition zu halten und etwaige Störungen rasch auszuregulieren.

Für einen stabilen Schwebезustand in 5 Freiheitsgraden, im Folgenden degrees of freedom (DOF) genannt, sind demnach mehrere Regelkreise notwendig. Die Ausregelung von Winkelfehlern benötigt eine Vernetzung der einzelnen Achsregler, woraus ein regelungstechnisch und mechatronisch komplexes System resultiert. Zur Dynamik- und Steifigkeitserhöhung werden in vielen Fällen

pro Achse ein gegenüberliegendes Paar an Elektromagneten verwendet (siehe Abbildung 2.7). Der Stator baut dadurch ein heteropolares Magnetfeld mit vier magnetischen Polen auf. Aufgrund der Flussdichteänderung entlang einer Umdrehung wirkt sich das heteropolare Feld negativ auf die Verluste des Magnetlagers aus. Magnetlager mit einem homopolaren Magnetfeld haben in dieser Hinsicht häufig eine bessere Effizienz, sind in vielen Fällen aber auch komplexer bzw. müssen auf spezifische Anwendungen ausgelegt werden. Eine drastische Steigerung der Energieeffizienz kann durch die Kombination aus permanent-magnetischen Lagern und aktiv geregelten Magnetlagern erreicht werden.



**Abbildung 2.7** *Typisches Magnetlagersystem mit zwei radial wirkenden AMBs zur Stabilisierung von zwei translatorischen und zwei rotatorischen Achsen und einem axialen AMB zur Regelung der dritten translatorischen Achse.*

## Verluste

Trotz der nahezu fehlenden Reibung treten während des Ummagnetisierungsvorgangs Verluste im Material auf. Weiters führen induzierte Wirbelströme und der elektrische Widerstand der Spulen zu Verlusten im Gesamtsystem. Auch weisen die Reglerelektronik sowie die Verstärkerschaltung einen elektrischen Verlust auf. Die Wirbelstrom- und elektrischen Verluste machen sich durch eine Temperaturerhöhung bemerkbar. Eine Wärmeabfuhr muss hinreichend gewährleistet sein.

**Hystereseverluste:** Sogenannte Ummagnetisierungsverluste entstehen bei einem wechselnden Magnetfeld im ferromagnetischen Werkstoff. Diese lassen sich in Hystereseverluste und Wirbelstromverluste unterteilen. Hystereseverluste entstehen durch die Arbeit, die notwendig ist, um die Weiß'schen Bezirke bei einer Ummagnetisierung zu verschieben. Diese Arbeit muss während jedes Ummagnetisierungsvorgangs entlang der B-H-Kurve aufgewendet werden. Die Arbeit entspricht der umschlossenen Fläche der Hystereseschleife. Die Höhe der

Verluste ist stark von den Materialkennwerten abhängig, so besitzen magnetisch weiche Materialien (schmalere Hystereseschleife) geringere Hystereseverluste als magnetische harte Werkstoffe [36]. Die Verluste machen sich durch die Erwärmung des Materials bemerkbar.

**Wirbelstromverluste:** Wirbelstromverluste entstehen aufgrund von induzierten Strömen in elektrisch leitenden Materialien. Die genaue Ursache und Wirkung werden im Unterkapitel 2.2.5 beschrieben. Die entstehenden, der Ursache entgegenwirkenden Kräfte bewirken auf den drehenden Rotor ein Bremsmoment. Zusätzlich kommt es im Rotor aufgrund der fließenden Wirbelströme und des vorhandenen Widerstandes des Rotormaterials zu ohm'schen Verlusten. Eine Erwärmung des Rotors ist die Folge. Die analytische Abschätzung der Wirbelstromverluste ist in der Praxis schwer durchführbar, da unter anderem die Amplitude der Flussdichte bekannt sein muss. Es kommen daher größtenteils numerische Verfahren oder indirekte Messverfahren zur Wirbelstromverlustbestimmung zum Einsatz. Als Beispiel ist die indirekte Messung der Wirbelströme über den Temperaturgradienten des Bauteiles zu nennen [37].

Zusätzlich kommt es zur Entstehung des sogenannten Skineffektes. Gleich wie bei elektrischen Feldern bewirkt ein auf Basis von induzierten Wirbelströmen entstehendes Magnetfeld ein Verdrängen des äußeren Magnetfeldes an den Rand des Rotors. Diese Skin-Tiefe kann nach Formel (2.21) abgeschätzt werden.  $\mu_R$  und  $\sigma$  sind die relative Permeabilität bzw. die elektrische Leitfähigkeit des Rotormaterials.  $f_e$  stellt eine äquivalente elektrische Frequenz dar, welche von der Rotordrehfrequenz und der verwendeten Polzahl und Polanordnung des Stators abhängig ist. Ist der Skineffekt aufgrund eines zu großen magnetischen Flussgradienten und einer zu hohen Rotationsgeschwindigkeit sehr stark ausgeprägt, kann ein Versagen des Magnetlagers die Folge sein, da die notwendige Anziehungskraft nicht mehr aufgebracht werden kann [38].

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{\pi \mu_0 \mu_R \sigma f_e}} \quad (2.21)$$

Durch die Verwendung von dünnen, gegeneinander elektrisch isolierten Blechen anstelle von großvolumigen Bauteilen werden Wirbelstromverluste reduziert.

**Ohmsche Verluste:** Die Verluste in den Spulen sind vom elektrischen Widerstand  $R$  und dem fließenden Strom zum Quadrat abhängig.

$$P_{Ver,Spule} = R \cdot i(t)^2 \quad (2.22)$$

Der Widerstand einer Spule lässt sich über die Querschnittsfläche  $A$  und die Länge  $l$  des Drahtes sowie den spezifischen Widerstand  $\rho$  des verwendeten Spulenmaterials (üblicherweise Kupfer) bestimmen.

$$R = \frac{l\rho}{A} \quad (2.23)$$

**Strömungswiderstand:** Strömungswiderstände treten aufgrund von Verwirbelungen des umgebenden Mediums im Nahbereich des bewegten Körpers auf. Durch die Verwirbelungen entsteht eine gegenwirkende Kraft, welche der Drehrichtung des Rotors entgegengesetzt ist und daher ein Bremsmoment bewirkt. Das Bremsmoment lässt sich für einfache geometrische Körper wie für eine dünne Scheibe mit Formel (2.24) und für einen langen Zylinder mit Formel (2.25) angeben [39].

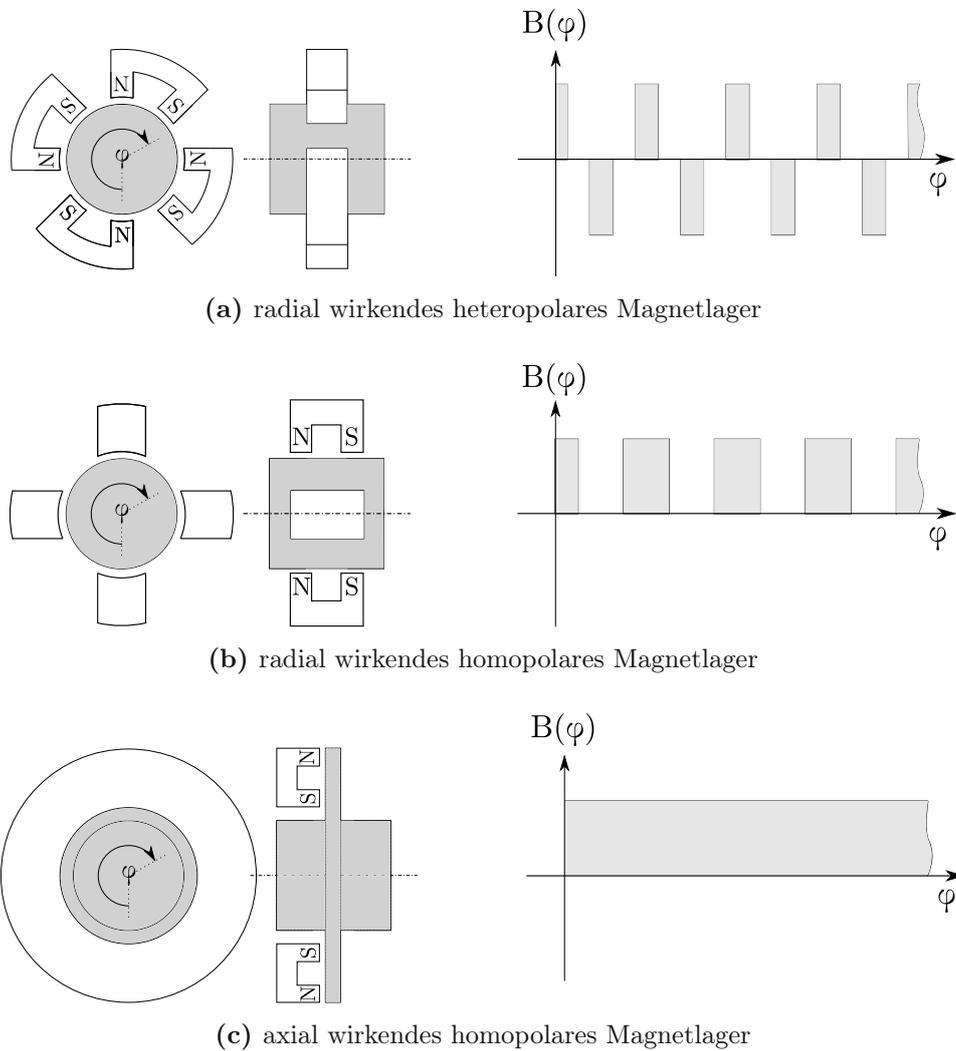
$$M_{B,Scheibe} = \pi c_w \rho \omega^2 r^5 \quad (2.24) \quad M_{B,Zylinder} = \pi c_w \rho \omega^2 r^4 l \quad (2.25)$$

$c_w$  ist der Strömungswiderstandskoeffizient,  $\rho$  die Dichte des Mediums,  $r$  der Radius sowie  $l$  die Länge des Rotors. Die Abhängigkeit des Bremsmoments von der Winkelgeschwindigkeit zum Quadrat lässt die Strömungsverluste gerade bei sehr großen Drehzahlen stark anwachsen. Bei geringen Drehzahlen ist der Luftwiderstand im Vergleich zu den anderen Verlusten oftmals vernachlässigbar. Die genaue Berechnung und Ermittlung des Strömungswiderstandes bei zusammengesetzten Geometrien ist komplex, eine numerische Simulation ist häufig unumgänglich. Auch darf die Abhängigkeit des Strömungswiderstandskoeffizienten von der Reynoldszahl und in weiterer Folge der Strömungsgeschwindigkeit nicht vernachlässigt werden. Bei vakuumdichten Systemen kann die Ermittlung auch durch eine Gegenüberstellung von Auslaufversuchen im Vakuum und unter Atmosphärendruck erfolgen.

### Homopolare aktiv geregelte Magnetlager

Um Verluste aufgrund von ungleichmäßigen Magnetfeldern zu reduzieren, können AMBs mit homopolaren Magnetfeldern verwendet werden. Im Gegensatz zu einem heteropolaren Magnetfeld erfährt ein Punkt am Rotor während einer Umdrehung bei einem homopolaren Magnetfeld keinen Vorzeichenwechsel der magnetischen Flussdichte. Die Wirbelstromverluste sowie Hystereseverluste werden dadurch gesenkt. Neben der daraus folgenden gesteigerten Effizienz des Gesamtsystems stellt die geringere Wärmeentwicklung in Anwendungen mit schlechter Wärmeableitung (z.B.: Betrieb in Vakuum und damit einhergehender fehlender Konvektion) eine Notwendigkeit dar. Abbildung 2.8 bildet den magnetischen Flussdichteverlauf für ein heteropolares sowie homopolares radiales AMB mit jeweils 4 Spulen sowie ein axiales homopolares Magnetlager

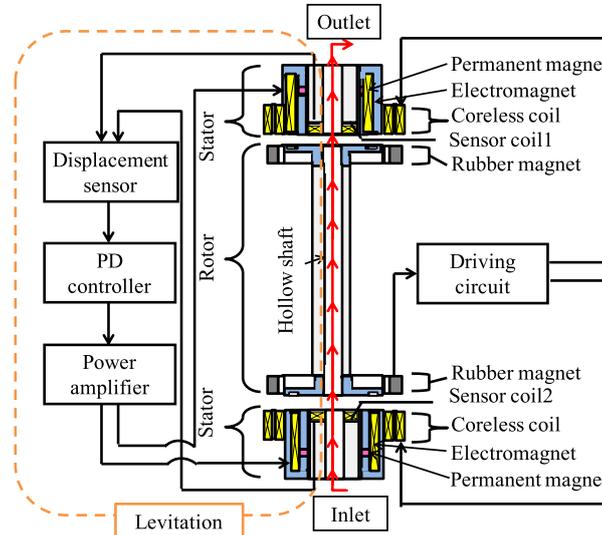
ab. Bei axial wirkenden AMB stellen homopolare Lager die übliche Konfiguration dar.



**Abbildung 2.8** Schematische Darstellung des Flussdichteverlaufs in Abhängigkeit des Umdrehungswinkels  $\varphi$  für ein radial wirkendes 4-poliges heteropolares Magnetlager (a), ein radial wirkendes 4-poliges homopolares Magnetlager (b) und ein axial wirkendes homopolares Magnetlager (c).

2015 stellten Hirose et al. ein aktiv geregeltes Magnetlagersystem in Kombination mit Permanentmagneten vor, bei dem mit einer geregelten Achse ein stabiler Schwebezustand erreicht werden konnte [40]. Der Aufbau der beiden gespiegelten Lager weist einen ähnlichen Aufbau des in der vorliegenden Arbeit behandelten Lagerdesigns auf. Das System von Hirose et al. verwendet im Gegensatz dazu ein magnetisch vorgespanntes System, woraus sich der Vorteil einer aktiven Krafterbringung sowohl in positiver als auch negativer axialer Richtung ergibt (siehe Abbildung 2.9). Da sich die Anziehungskräfte der Permanentmagneten abhängig von der Rotorposition aufheben, ist neben dem Regelstrom auch ein konstanter Strom für die Bereitstellung der notwendigen

Hebekraft erforderlich. Die radiale sowie Winkelstabilisierung erfolgen durch passiv wirkende Kräfte. Die Besonderheit an dem vorgestellten System stellt die hohle Welle dar, durch die ein Fluidstrom in Bewegung versetzt und axial gefördert werden kann.



**Abbildung 2.9** Schematische Darstellung des 1-Achsen geregelten Magnetlagersystems mit vorgespanntem Lagerdesign von Hirose et al. [40].

### 2.2.2 LC-Resonanz-Magnetlager

Magnetlager auf Basis eines LC-Kreises werden der Vollständigkeit halber angeführt. Diese Lager wurden jedoch aufgrund überwiegender Vorteile von anderen Magnetlagertypen vom Markt verdrängt. Die Grundlage dieses Magnetlagers stellt ein leicht verstimmtter LC-Schwingkreis dar. Eine Positionsänderung führt zu einer Veränderung der Induktivität. Eine Resonanz des LC-Schwingkreises ist die Folge, woraus eine Änderung des Wechselstromes resultiert. Das System benötigt keine Sensorik, weist jedoch den Nachteil einer nicht vorhandenen Dämpfung sowie einer geringen Steifigkeit auf. Durch die fehlende Dämpfung neigt das Lager zur Instabilität. In der Vergangenheit fand dieser Lagertyp in erster Linie Anwendung als gedämpfte Regler noch nicht verfügbar waren [31].

### 2.2.3 Permanentmagnetlager

Infolge des Earnshaw Theorems [32] sind rein permanentmagnetische Lager, auch passive magnetic bearings (PMBs) genannt, nicht möglich. Durch die dynamische Regelung oder Fixierung mindestens einer Achse kann dennoch ein in allen Achsen stabiles System etabliert werden. Zahlreiche der am Markt verfügbaren Magnetlager stellen eine Kombination aus Permanentmagnetlager und mindestens einer aktiv geregelten Achse dar. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Kombination von Permanentmagnetlagern und konventionellen

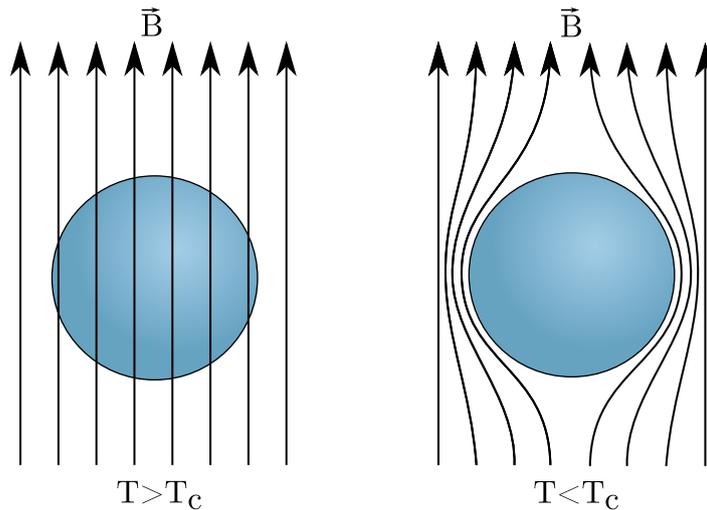
Wälz- oder Gleitlagern. Dadurch kann eine Entlastung der konventionellen Lager erfolgen, sodass die Lebensdauer der reibungsbehafteten Lager erhöht werden kann.

Die gemeinsame Verwendung von PMBs und einem Gleitlager stellt eine interessante Kombination dar, vor allem wenn ein einfaches Lagersystem für geringe Umfangsgeschwindigkeiten benötigt wird. Qiu und Ding stellten für ein Flywheel der 100 kg Klasse eine Lagertechnologie bestehend aus einem PMB und einem konischen Gleitlager vor [41]. Dabei besitzt das Magnetlager eine axiale Kraft von annähernd dem Gewicht des Rotors. Eine starke Reduzierung des Lagerdrucks im Gleitlager und damit einhergehend des Reibungsverlustes ist die Folge. Das PMB bewirkt bei einer radialen Verschiebung zusätzlich eine Rückstellkraft, sodass ein Selbstzentrierungseffekt auftritt. Mit Hilfe des unter dem Rotor angebrachten Gleitlagers kann das Dämpfungsverhalten des Rotors positiv beeinflusst (werden) und das System dadurch überkritisch betrieben werden. Bei einer Last von 100 N und einer Drehzahl von 21 000 U/min besitzt das Gleitlager eine Verlustleistung von 80 W.

Eine weitere Anwendung eines PMB mit nur einer fixierten Achse präsentierte Micha et al. in [42]. Das Lager besteht aus mehreren gestapelten magnetisch gegeneinander orientierten Permanentmagnetkreisringen, welche in einem inneren und äußeren Kreisring angeordnet sind. Durch die optimale Anordnung der in unterschiedliche Richtungen magnetisierten Kreisringe wird eine verstärkte Abstoßung bewirkt, wodurch sich die Tragfähigkeit des Lagersystems erhöht. Das Magnetlagerlayout ist äußerst einfach aufgebaut, benötigt keine Sensorik und ist energieautark. Um dem Earnshaw Theorem zu genügen, wird die axiale Richtung durch einen konischen Zapfen, welcher in einer Zentrierbohrung geführt wird, fixiert. Das Lagersystem wurde anhand einer kleinen vertikalen Windturbine getestet und mit einem baugleichen Prototyp ohne PMB verglichen. Bei geringen Windgeschwindigkeiten (3.5 m/s) konnte die Drehzahl des Rotors mithilfe des Permanentmagnetlagers um mehr als das 4-Fache gesteigert werden.

## 2.2.4 Supraleitende Magnetlager

Supraleitende Magnetlager, superconducting magnetic bearings (SMBs), werden den passiven Magnetlagern zugerechnet, da keine aktive Regelung sowie Sensorik notwendig sind. Die Funktionsweise der supraleitenden Magnetlager beruht auf dem Meissner-Ochsenfeld-Effekt, der 1933 von den beiden Namensgebern entdeckt wurde.



**Abbildung 2.10** *Meissner-Ochsenfeld-Effekt*

Wird ein Supraleiter (nahe ideal diamagnetisch  $\mu_R = 0$ ) oberhalb der kritischen Temperatur  $T_C$  in ein Magnetfeld gebracht, so wird der Körper vom äußeren Magnetfeld ohne Verzerrung durchdrungen (siehe Abbildung 2.10). Ein Supraleiter, der unter die kritische Temperatur abgekühlt wird, verdrängt das äußere Magnetfeld vollkommen (sofern dieses nicht zu groß ist - es besteht eine Temperaturabhängigkeit des sogenannten kritischen Magnetfeldes). Dieser Effekt tritt infolge elektrischer Ströme auf, die auf der Oberfläche des Supraleiters verlustfrei fließen. Das dadurch entstehende Magnetfeld verdrängt das äußere Magnetfeld aus dem Körperinneren [43].

2016 stellten Miyazaki et. al einen Flywheel-Prototyp vor, dessen Magnetlager mit high temperature superconductors (HTSs) ausgestattet sind [44]. Dabei wurden sowohl für den Rotor als auch für den Stator des Magnetlagers supraleitende Materialien verwendet. Die Hebekraft konnte im Vergleich zu anderen SMB-Systemen erhöht werden. Die im Rotor verwendeten HTS-Materialien wurden dabei zur Reibungsreduzierung nicht direkt über die Kryokühler gekühlt. Stattdessen erfolgte die Kühlung über die Wärmestrahlung sowie durch die Konvektion des umgebenden Heliums. Zum Schutz des Kohlefaserrotors vor niedrigen Temperaturen (die HTSs müssen auf zirka  $20^\circ$  K gekühlt werden) wurde eine Trennschicht aus Aramidfasern zwischen dem Rotor und den Magnetlagern eingebracht. Der Rotor des Flywheels weist eine Rotormasse von 4000 kg auf und besteht aus kohlefaserverstärktem Kunststoff. Bei einer maximalen Drehzahl von 6000 U/min können dabei 100 kWh gespeichert werden. Das System kann eine maximale Leistung von 300 kW abgeben bzw. aufnehmen.

Einen anderen interessanten Ansatz für die Lagerung eines Flywheels verwendeten Xu et al., dabei kommen ein axiales sowie zwei radiale SMBs zum Einsatz [45]. In diesem Fall bestehen die Magnetlager aus Nd-Fe-B-Permanentmagneten und YBCO-Supraleitern. Das wissenschaftliche Paper legt ein Augenmerk auf die Rotordynamik des 25 kg schweren Rotors, da die relativ geringe axiale und radiale Steifigkeit (durchschnittlich 1 N/mm pro cm<sup>2</sup>) der SMBs ein differenziertes Systemverhalten im Vergleich zu anders gelagerten Rotoren aufweist. Durch die geringe Steifigkeit treten die Resonanz-Frequenzen im Bereich von 10<sup>1</sup> Hz auf. Bei einer maximalen Drehzahl des Rotors von 15 000 U/min wird dieser überkritisch betrieben. Weiters bewirkt die geringe Lagersteifigkeit eine Selbstzentrierung des Rotors bei höheren Drehzahlen. Aufgrund des nicht homogenen Magnetfeldes bietet die Verwendung einzelner Neodym-Magnete in Form von Kreisringsegmenten ein suboptimales Wirbelstromverhalten.

Die Literaturrecherche zeigt, dass SMB-Systeme infolge der geringen Lagersteifigkeit vornehmlich bei Anwendungen mit geringen wechselnden Lastfällen eingesetzt werden. Die Lager eignen sich daher sehr gut für Schwungradspeicher oder Turbomaschinen.

## 2.2.5 Elektrodynamische Lager auf Basis einer Relativgeschwindigkeit

Ein elektrodynamisches Magnetlager, auch electrodynamic bearing (EDB) genannt, beruht auf der Induktion von Wirbelströmen innerhalb einer kurzgeschlossenen Spule bzw. eines elektrisch leitenden Rotors. Dabei besteht im Gegensatz zu den Magnetlagern auf Basis der Reluktanzkraft der Rotor aus einem diamagnetischen Material ( $0 < \mu_R < 1$ ). Magnetlager dieses Typs sind auf eine Relativgeschwindigkeit zwischen dem Rotor und dem äußeren Magnetfeld angewiesen. Die Drehung bewirkt aus Sicht des Rotors eine Flussänderung infolge der Änderung der magnetischen Flussdichte  $\vec{B}$ . Aufgrund dessen wird nach dem Faradayschen Induktionsgesetz eine Spannung im Rotor induziert (siehe Formel (2.26)). Aus Formel (2.20) geht hervor, dass die Lorentzkraft normal auf die Geschwindigkeit der Ladung und normal auf das Magnetfeld  $\vec{B}$  steht. Die Erzeugung des äußeren Magnetfeldes kann dabei durch Dauermagnete oder auch durch Elektromagnete erfolgen.

$$U_{ind} = -\frac{d\Phi}{dt} \quad (2.26)$$

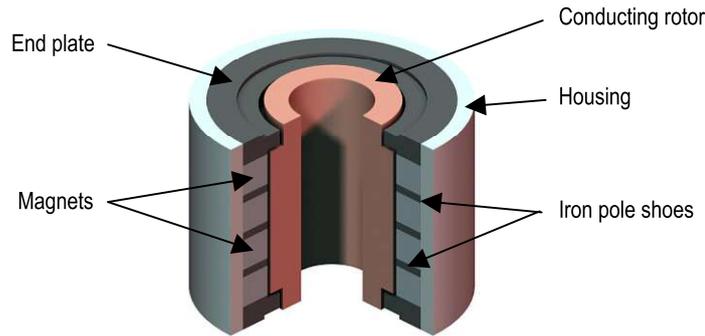


Abbildung 2.11 *Lembke Magnetlager [46]*

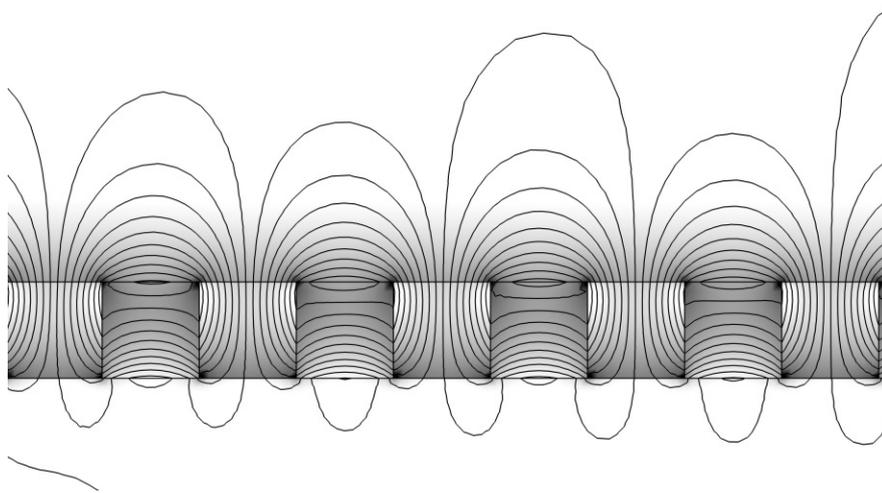
Die induzierte Spannung bewirkt einen Stromfluss, der seinerseits wiederum einen magnetischen Fluss hervorruft. Nach der Lenz'schen Regel ist dieses Magnetfeld der ursächlichen Flussänderung entgegengesetzt. Der Zusammenhang wird durch das Induktionsgesetz (3. Maxwell-Gleichung, siehe Formel (2.27)) beschrieben.

$$\vec{\nabla} \times \vec{E} = -\frac{\partial \vec{B}}{\partial t} \quad (2.27)$$

Als umfangreiche Arbeit im Bereich der elektrodynamischen Magnetlager ist die Dissertation von Lembke [46] zu nennen. Der Autor beschreibt darin den Aufbau eines elektrodynamischen Magnetlagers unter der Verwendung eines homopolaren Magnetfeldes. Durch die Verwendung des homopolaren - anstelle eines heteropolaren - Magnetfeldes (siehe Abbildung 2.8) können die Wirbelstromverluste erheblich gesenkt und somit der nutzbare Drehzahlbereich drastisch angehoben werden. Der Aufbau des Magnetlagers ist dabei denkbar einfach. Alle Bauteile weisen eine rotationssymmetrische Form auf und können daher einfach und kostengünstig gefertigt werden. Das Magnetfeld wird durch axial magnetisierte und paarweise entgegen orientierte Kreisringe erzeugt. Über die Anzahl der verwendeten Ringe kann die Steifigkeit des Lagers verändert und so optimal an eine vorgegebene Anwendung angepasst werden. Zwischen den Magneten sind Polschuhe aus ferromagnetischen Materialien angebracht, die der Bündelung und der radialen Ablenkung des magnetischen Flusses ins Innere des Lagers dienen. Der Rotor, der aus einem leitenden, nicht magnetischen Werkstoff besteht, erfährt bei einer exzentrischen Rotation auf Basis der induzierten Wirbelströme eine Rückstellkraft zur Lagermitte. Infolge der Verwendung eines homopolaren Magnetfeldes tritt eine Flussänderung ausschließlich bei einer Exzentrizität auf. Generell benötigen elektrodynamische Magnetlager Hilfslager, da die stabilisierende Lorentzkraft erst ab einer gewissen Drehzahl groß genug

wird. Das Magnetlager wurde unter anderem anhand einer Vakuumpumpe mit einer Drehzahl von 90 000 U/min getestet.

Bleuler et al. stellen in [47] ein axial wirkendes elektrodynamisches Lager vor, dessen Eigenschaften eine Anwendung im Hinblick auf größere Toleranzen bzgl. der Positionstreue erlaubt. Neben Flywheels ist eine Anwendung auch für Zentrifugen oder Stabilisierungssysteme in Satelliten denkbar. Das radiale Lager besteht aus zwei Halbach Arrays, welche in abstoßender Richtung am Rotor angeordnet sind. Ein Halbach Array besteht aus Permanentmagneten, deren Magnetisierungsrichtungen jeweils um  $90^\circ$  zueinander verdreht sind. Das Array erzeugt eine Verdichtung des Magnetfeldes auf der einen Seite, während es auf der Gegenseite abgeschwächt wird (siehe Abbildung 2.12).



**Abbildung 2.12** Flussdichteverlauf eines Halbach-Arrays. Gut zu sehen ist die starke Reduktion der Feldlinien auf der unteren Seite, während die Anordnung der Magnete auf der gegenüberliegenden Seite zu einer Verstärkung des magnetischen Feldes führt.

## 2.2.6 Wechselstromlager

Das Wechselstromlager beruht auf den gleichen Prinzipien wie das bereits im Unterkapitel 2.2.5 vorgestellte elektrodynamische Lager. Der notwendige Flussdichtegradient wird allerdings bei diesem Lager mit Hilfe eines Wechselstroms erzeugt. Eine notwendige Relativbewegung für den sicheren Betrieb des Lagers entfällt; ein stabiles Schweben ist auch im Stillstand möglich. Derzeit sind Wechselstromlager für rotatorische Lagerungen aufgrund der schlechten Dämpfungseigenschaften am Markt nicht stark repräsentiert.

Eine Anwendung finden diese Lager hingegen bei linearen Bewegungen für Magnetschwebbahnen als sogenannte linear induction motors. Hier kann gleichzeitig neben der Schwebefunktion auch eine Antriebsfunktion realisiert werden. Weiters wurde 2010 von der US Navy ein Electromagnetic Aircraft Launch System in Betrieb genommen, welches ebenfalls auf einem linear induction motor aufbaut. Das System dient zur Beschleunigung von Flugzeugen auf Flugzeugträgern [48]. In Zukunft ist angedacht, die veralteten mit Dampf betriebenen Katapulte durch diese elektromagnetischen Startsysteme zu ersetzen.

### **2.2.7 Asynchronmaschine-AMB und Synchronmaschine-AMB-Kombination**

Die in Abbildung 2.5 angeführten rechten beiden Typen (Asynchronmaschine-AMB und Synchronmaschine-AMB-Kombination) sind im eigentlichen Sinn keine reinen Magnetlager. Vielmehr sind sie eine Kombination aus Motor und Lager. Aus diesem Grund werden sie in dieser Arbeit nur der Vollständigkeit halber erwähnt. Asynchronmaschinen-Magnetlager besitzen am Stator neben den für den Antrieb üblichen Spulen noch weitere Spulen, wodurch eine radiale Kraft eingebracht wird. Diese zusätzlichen Spulen weisen eine aktive Regelung auf und sind in der Lage, den Rotor in einem stabilen Schwebezustand zu halten [39]. Synchronmaschinen-AMB-Kombinationslager besitzen anstelle des Käfigs Permanentmagnete als Läuferkörper, wodurch ebenfalls eine kontaktlose Lagerung erzielt werden kann.



# Kapitel 3

## Ziele der Arbeit

Aufgrund der Komplexität und der beträchtlichen Anzahl an mechatronischen Komponenten sind Magnetlager relativ teuer und benötigen umfangreiche Entwicklungsarbeit. Anwendung finden sie vorrangig in Bereichen, die durch konventionelle Lagertechnologien nicht abgedeckt werden können.

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und Charakterisierung eines Magnetlagers, welches eine aktiv geregelte axiale und zwei passiv stabilisierte radiale Achsen auf Basis der Reluktanzkraft aufweist. Durch die Axial-Radial-Kombination ist der Verzicht auf einen Großteil der üblichen Sensor- und Aktuatorssysteme möglich, sodass eine Kostenreduktion sowie Vereinfachung des Gesamtsystems möglich sind. Ein einfacher geometrischer und fertigungstechnisch optimierter Aufbau soll zusätzlich zu einer Kostensenkung beitragen.

Ein Lagerprototyp, eingebettet in einen Lagerteststand, wird ausführlich geprüft. Auf Basis der durchgeführten Tests und numerischen Simulationen stellen eine umfangreiche Charakterisierung des Lagers, das Aufzeigen möglicher Einsatzbereiche sowie eine Übersicht über die Vor- und Nachteile des Konzeptes die Zielsetzung dieser Arbeit dar.

Die Ziele gliedern sich in folgende Punkte:

- Entwicklung und Auslegung eines auf Basis der Reluktanzkraft arbeitenden Magnetlagers mit Fokus auf einen minimalen Steuerungs- und Regelungsaufwand. Als Ausgangspunkt dient das von Dipl.-Ing. Thomas Weiler und Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Friedrich Bleicher patentierte Lagerkonzept [49].
- Entwicklung der notwendigen Sensorik unter Berücksichtigung einer kosteneffizienten Ausführung.
- Auslegung des Regelungskreises und der notwendigen Filter

- Aufbau eines Teststandes für die Erbringung des „Proof of Concept“ und als Basis zur Durchführung ausführlicher Versuche. Weiters dienen die Versuchsergebnisse als Grundlage für die Verifizierung der numerischen Simulationen.

Die Entwicklung des selbstzentrierenden homopolaren Reluktanzmagnetlagers folgt einem in Abbildung 3.1 dargestellten Ablauf. Die Basis bilden grundlegende physikalische Konzepte für das Magnetlager, den Regel- und Steuerkreis sowie für die notwendige Sensorik. Darauf aufbauend werden Detailmodelle erstellt, welche die Grundlage für umfangreiche Simulationen und Berechnungen als auch für die Auslegung der elektronischen Schaltungen bilden. Die Detailmodelle werden unter bekannten Rahmenbedingungen unabhängig voneinander getestet und verifiziert. Die Summe der Detailmodelle ergibt ein Gesamtkonzept des Magnetlagersystems und der für den Betrieb notwendigen Peripherie. Durch das Überführen der einzelnen Detailmodelle in ein Gesamtmodell können ein akkurates Systemverhalten sowie eine genaue Auslegung des Prototyps erfolgen. Anschließend Tests und vergleichende Gegenüberstellungen lassen eine Verifizierung des Gesamtsystems zu. Den Abschluss bildet eine Conclusio, welche den erlangten Erkenntnisgewinn zusammenfasst.

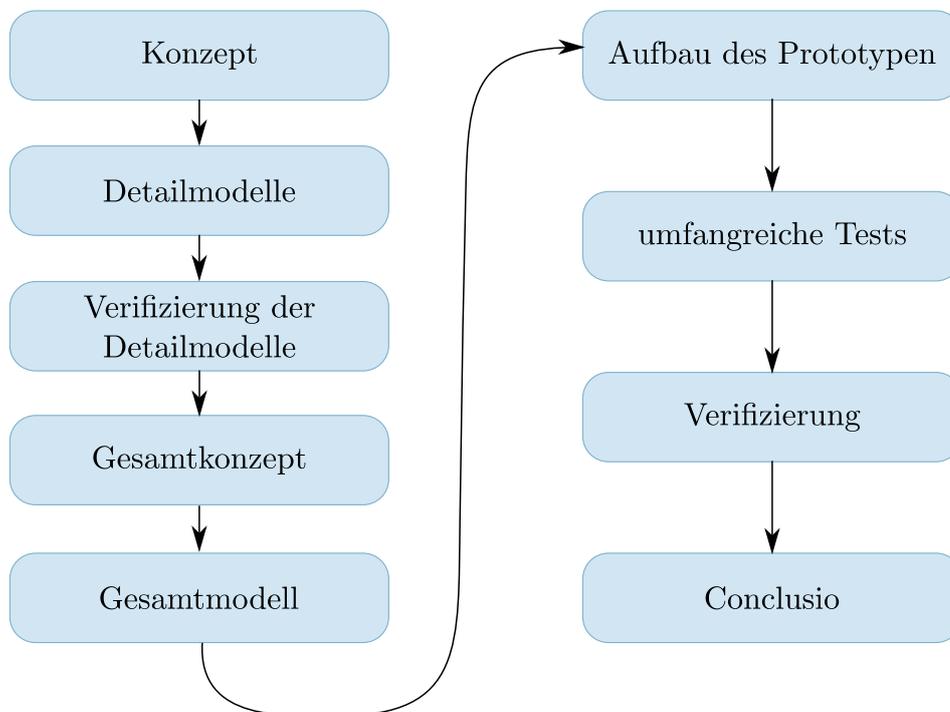


Abbildung 3.1 Grafische Darstellung des Entwicklungsablaufes der Dissertation

Exemplarisch wird aus diesem Entwicklungsablauf die konstruktive Auslegung des Magnetlagers und des optimalen Arbeitspunktes im Überblick gezeigt (siehe Abbildung 3.2).

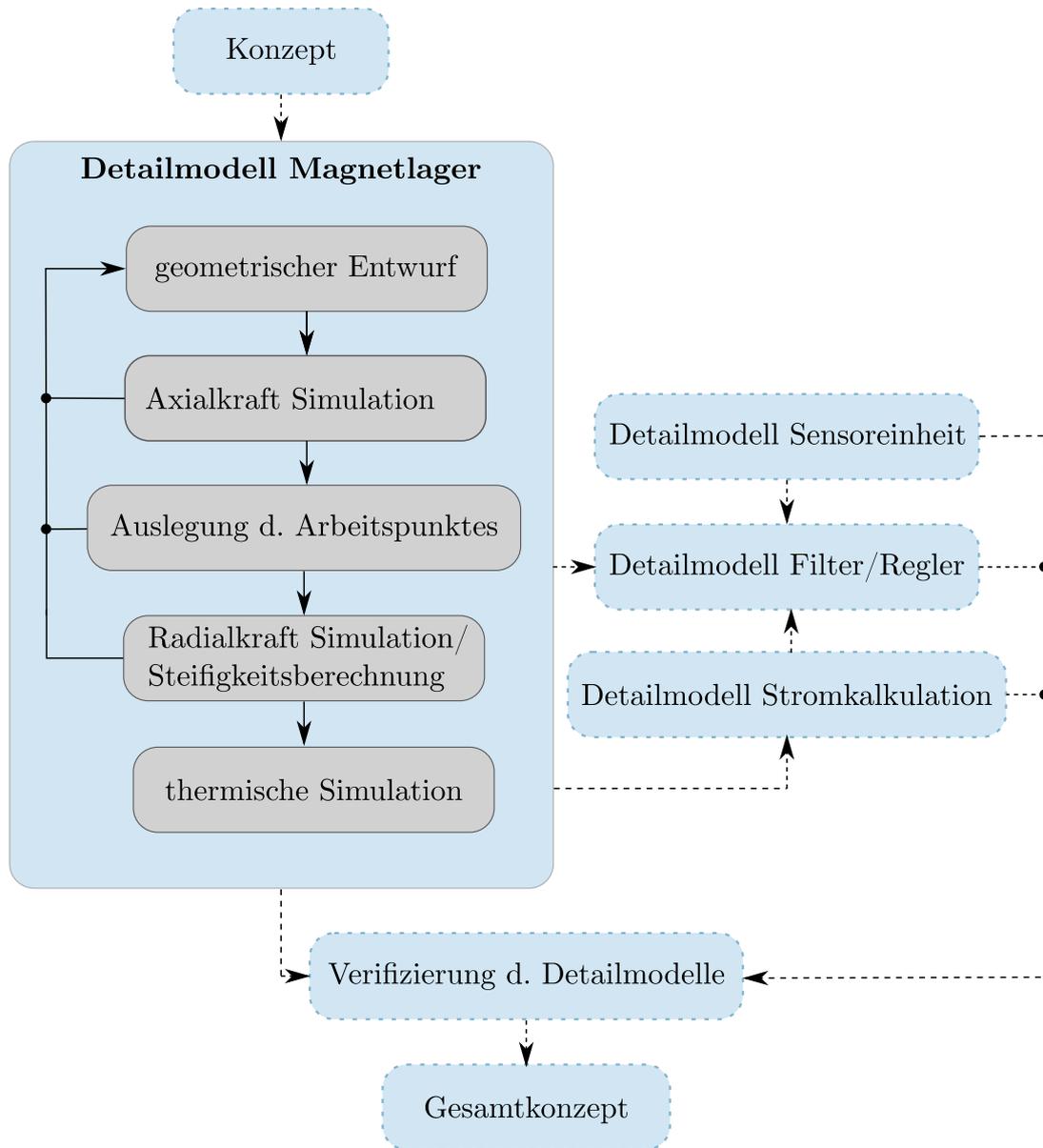


Abbildung 3.2 Entwicklungsschritte des Detailmodells Magnetlager

Zu Beginn steht die Reluktanzkraft, welche die Basis für das Konzept des homopolar wirkenden Magnetlagers bildet. Das Detailmodell beinhaltet die Entwicklungszyklen vom ersten konstruktiven Entwurf bis zum finalisierten und optimierten Lagerlayout. Die Erkenntnisse in diesem Bereich beruhen ausschließlich auf Simulationen. Im ersten Schritt werden vorrangig die aufgrund der vorherrschenden Symmetrie relativ schnellen und effizienten Axialkraft-Simulationen für die Auslegung der notwendigen Magnet- und Spulenquerschnitte herangezogen (Parameterstudien mit Variation des

Spulenstromes und des axialen Spalts). In einem nächsten Schritt wird aus den Simulationsergebnissen der optimale Arbeitspunkt bestimmt. Im Anschluss erfolgt die zeitintensive Berechnung der radial wirkenden Reluktanzkraft in Abhängigkeit vom radialen Versatz sowie dem axialen Spalt. Eine abschließende thermische Simulation lässt Rückschlüsse auf die erwartenden Wärmemengen zu. Auf Basis dieser Ergebnisse wird der erste Prototyp des Magnetlagers gefertigt. Durch Soll/Ist-Vergleiche der Axialkraft erfolgt eine Verifizierung dieses Detailmodells.

Die Ergebnisse der magnetostatischen Simulationen fließen wiederum in das Detailmodell der Filter und Regler ein. Ebenso dienen die im ersten Abschnitt fixierten Spuleneigenschaften als Basis für die Erstellung des Stromkalkulationsmodells, welches ebenfalls in einem Detailmodell genauer betrachtet wird. Parallel erfolgt die Entwicklung der Sensoreinheit. Diese ist für die axiale Positions- und Geschwindigkeitsbestimmung des Rotors notwendig. Die Detailmodelle der Sensoreinheit, Filter/Regler als auch der Stromkalkulation werden über eigene Prototypen verifiziert, bevor diese im Gesamtkonzept miteinander verknüpft werden.

Die Struktur der vorgelegten Dissertation folgt vorwiegend dem zeitlichen Ablauf der einzelnen Entwicklungsschritte des Lagersystems. Im nachfolgenden Kapitel erfolgen die Beschreibung der Funktionsweise und des geometrischen Aufbaus des Reluktanzmagnetlagers sowie dessen Wirkungsweise. Neben dem Magnetlager werden auch der zugehörige Lagerverbund sowie die geometrischen Voraussetzungen für einen stabilen Schwebезustand erläutert. Aufbauend auf dem konstruktiven Layout des Magnetlagers erfolgt, neben den magnetostatischen Simulationen, eine thermische und modalanalytische Betrachtung des Magnetlagers (siehe Kapitel 5). Die magnetostatischen Simulationen, welche sich in Radialkraft-, Axialkraft- und Steifigkeitsberechnungen gliedern, stellen eine wichtige Grundlage für die weitere Auslegung der Filter sowie der Regelkreise dar. Ebenso dienen sie als Basis für die Eigenfrequenzanalysen. Der Aufbau und die Berechnung des optischen Positions- und Geschwindigkeitsmesssystems werden darauffolgend beschrieben. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem verwendeten kostengünstigen optischen Sensor. Eine anschauliche Darstellung (inkl. Beschreibung) der implementierten analogen und digitalen Filter ist ebenso in diesem Abschnitt zu finden. Anschließend erfolgt eine modellbasierte Auslegung des Lagerregelkreises. Für die Regelung notwendige Messungen sowie die Berechnung der Spule als auch des magnetischen Kreises werden ebenfalls behandelt. Die Erörterung der Spulenstrom-Kalkulation wird in einem Unterabschnitt dargelegt, ebenso wie die Beschreibung des in Matlab/Simulink erzeugten digitalen Zwillings (Gesamtmodell) des Magnetlagersystems. Die Auslegung des Prototyps beruht auf den Erkenntnissen der vorangegangenen

Abschnitte. Im Detail befasst sich dieses Kapitel mit der Konzeption und fertigungstechnischen Umsetzung des Lagerteststandes sowie den experimentellen Untersuchungen. Dabei wird zunächst der „Proof of Concept“ des Lagersystems erbracht, bevor auf die Stabilität und ferner auf den Wirkungsgrad des Lagers eingegangen wird. Aufgrund einer Gegenüberstellung der experimentell erlangten Ergebnisse und der Simulationsergebnisse kann auf die Genauigkeit und Aussagekraft des digitalen Zwillings geschlossen werden. Eine finale Zusammenfassung zeigt die wesentlichen Erkenntnisse sowie den Ausblick auf mögliche weiterführende Entwicklungen. Abschließend folgt eine kurze Vorstellung des zweiten (erweiterten) Prototyps, in dem ebenfalls die vorgestellten Reluktanzmagnetlager zur Ausführung gelangen.



# Kapitel 4

## Funktionsweise und Entwurf des Lagers sowie des Lagersystems

### 4.1 Wirkprinzip und geometrischer Aufbau

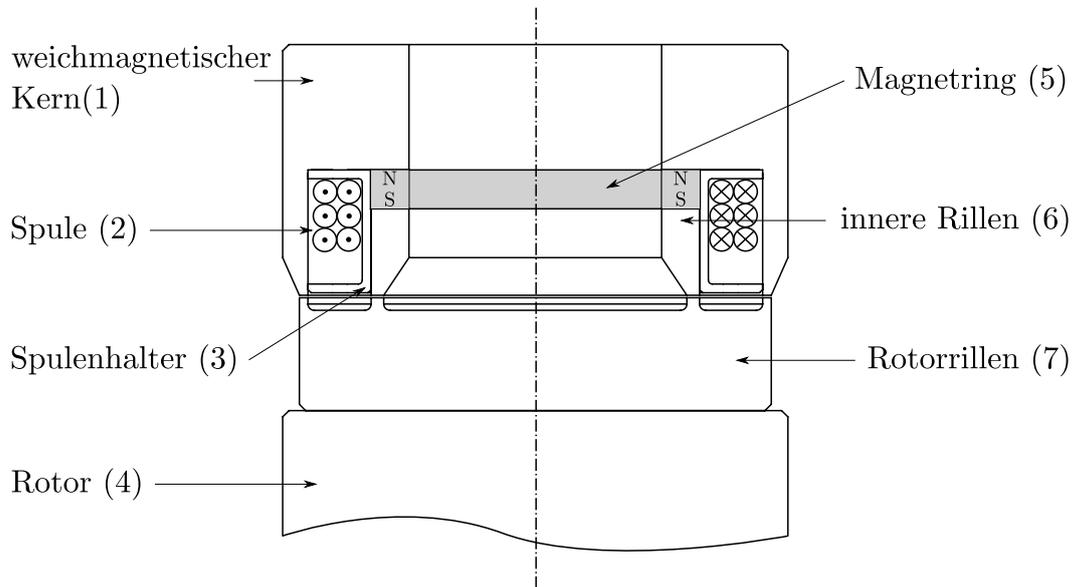
Im Fokus des 4. Kapitels stehen der generelle geometrische Aufbau sowie die Wirkweise des Magnetlagerkonzeptes. Das vorgestellte Lagerdesign unterliegt einem am 18.03.2020 veröffentlichten Patent [49].

#### 4.1.1 Idealisierte Lagergeometrie

Das selbstzentrierende Magnetlagerkonzept (siehe Abbildung 4.1) beruht auf den Anziehungskräften (siehe Unterkapitel 2.1.2) sowie den Reluktanzkräften (siehe Unterkapitel 2.1.3) eines Elektro- und Permanentmagnetverbundes. Zur Steigerung der Effizienz und zur Erreichung eines schlanken, kompakten Lagerlayouts wird auf ein magnetisch vorgespanntes Lagersystem verzichtet. Anstelle dessen wird als gegenwirkende Kraft die Gravitationskraft der Erde verwendet.

Neben dem in Abbildung 4.1 ersichtlichen Kern (1) des Magnetlagers bestehen auch die inneren Rillen (6) sowie die Rotorrillen (7) aus dem weichmagnetischen Vergütungsstahl 1.6957 [50]. Eine genaue Beschreibung der verwendeten Materialien sowie deren Eigenschaften findet sich im Unterkapitel 4.1.3. Wie der Abbildung 4.1 entnommen werden kann, ist die Kupferspule (2) in einen Spulenhalter (3) aus Kunststoff eingebettet, der auch die Funktion als Positionierhilfe des Magnetrings (5) übernimmt. Der weichmagnetische Kern als auch die inneren Rillen weisen an ihren Spitzen eine Verjüngung des Querschnittes auf. Im Bereich dieser Verjüngung erfolgt eine Komprimierung des magnetischen Flusses, wodurch wiederum die Flussdichte in diesem Bereich erhöht wird

(siehe Formel (2.6)). Die gegenüberliegenden Grenzflächen an den Rotorrillen (Abbildung 4.1 Bauteil (7)) weisen zum Zweck der Streuflussminimierung die gleiche Querschnittsfläche auf.

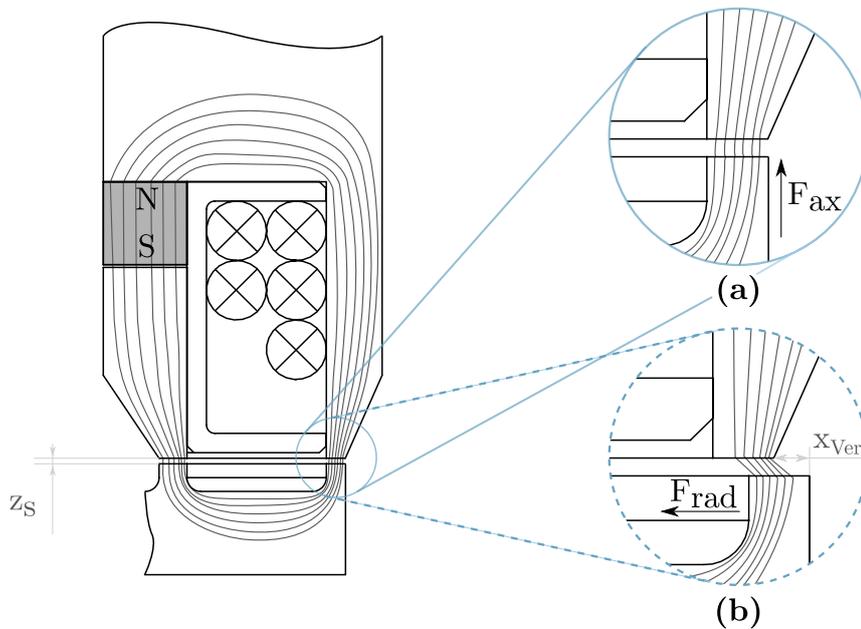


**Abbildung 4.1** Schematischer Aufbau und Auflistung der Komponenten des selbstzentrierenden Reluktanzmagnetlagers.

Der Bereich der Rotorrillen ist am Übergang zur Basis stark verrundet, sodass lokale Flussdichte-Maxima vermieden werden. Der verbaute Permanentmagnetring liefert die notwendige Kraft, womit der Rotor angehoben werden kann. Aufgrund des Earnshaw-Theorems [32] ist es notwendig, eine aktiv geregelte Spule in den Magnetkreis einzubeziehen, sodass das vorherrschende Magnetfeld des Dauermagneten geschwächt oder verstärkt werden kann. Die Spule weist eine Dimensionierung auf, welche eine vollständige Egalisierung des vorherrschenden Magnetfeldes erlaubt. Aufgrund der Geometrie des Lagers und des daraus resultierenden Pfades des magnetischen Flusses ist es nicht möglich, ein Magnetfeld aufzubauen, dessen Wirkung ein Abstoßen des Rotors hervorruft. Die am Rotor wirkende Kraft  $F_{ax}$  kann über einen negativen Strom in der Spule und einen daraus resultierenden kleineren magnetischen Fluss reduziert werden. Das im stabilen Schwebezustand vorherrschende Gleichgewicht (Formel (4.1)) wird dadurch nicht mehr erfüllt. Die Gewichtskraft überwiegt, es kommt zu einer Vergrößerung des Spaltes  $z_s$  (siehe Abbildung 4.2). Die Größe der Differenz zwischen der Schwerkraft und der Magnetkraft beeinflusst dabei die Geschwindigkeit mit der eine Vergrößerung des Spaltes erfolgt.

$$F_{ax} = m \cdot g \quad (4.1)$$

Die Induktivität der Spule ist hinsichtlich ihrer maximalen Feldstärke  $H_{Spule}$  und einer schnellen Stromanstiegszeit  $\tau$  optimiert. Es ergibt sich daraus eine hohe Dynamik des gesamten mechatronischen Systems. Auf Störungen wie z.B. einwirkende Stöße kann rasch reagiert und der Rotor schnell an die gewünschte Position zurückgeführt werden. Die axiale Richtung stellt bei dem Lagerkonzept die einzig aktiv geregelte Achse dar. Erfährt der Rotor in radialer Richtung eine Auslenkung, so tritt eine der Verschiebung entgegen gerichtete Reluktanzkraft auf. Infolge der rotationssymmetrischen Form des Lagers und der nicht mehr geltenden, im Unterkapitel 2.1.3 getroffenen Vereinfachungen ist die Berechnungsgrundlage der Reluktanzkraft nicht mehr gegeben. Eine Aussage über die Höhe der Reluktanzkraft ist jedoch auf Basis numerischer Verfahren möglich. Die numerischen Berechnungen als auch die allgemeine Charakterisierung des Lagers werden in Kapitel 5 eingehender betrachtet.



**Abbildung 4.2** Flussdichteverlauf bei zentrischen Rotorrillen mit einem Spaltabstand von  $z_S$  (a) und bei einem um  $x_{Ver}$  radial verschobenen Rotor bei gleichem Spaltabstand  $z_S$  (b).

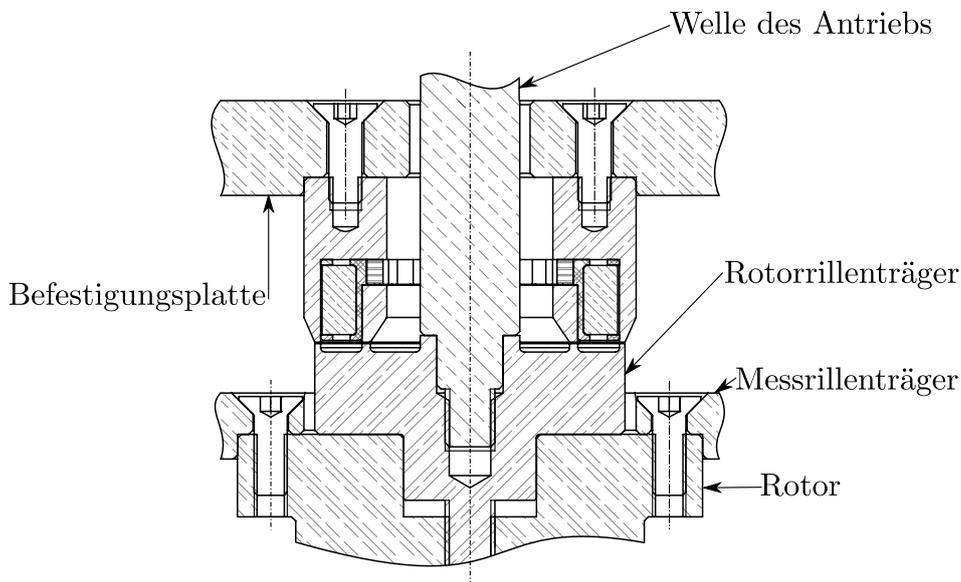
Aufgrund der radialen Verschiebung des Rotors kommt es zu einer Reduktion der überdeckenden Rillenflächen, wodurch sich der magnetische Widerstand erhöht. Unter der Annahme eines gleichmäßigen magnetischen Flusses lässt sich der magnetische Widerstand nach Formel (4.2) abschätzen.

$$R_m = \frac{l}{\mu_0 \mu_R A} \quad (4.2)$$

Die resultierende Reluktanzkraft weist eine entgegenwirkende Richtung auf. Das System strebt, ähnlich dem elektrischen Strom, nach dem Pfad des geringsten Widerstandes. Bei einer weiteren radialen Verschiebung vergrößert sich der magnetische Widerstand, da die überdeckende Fläche abnimmt. Die radiale Rückstellkraft  $F_{rad}$  erhöht sich zusätzlich. Jedoch erfolgt die Erhöhung der Rückstellkraft nur bis zu einer gewissen maximalen radialen Verschiebung. Wird die überdeckende Fläche zu klein, tritt in diesem Bereich eine Sättigung des magnetischen Flusses auf. Bei weiterer Steigerung der Verschiebung kann der magnetische Fluss nicht mehr aufrecht erhalten werden und es kommt zu starken Streuverlusten, woraus eine Abnahme der radialen Reluktanzkraft resultiert. Bei einer zu großen radialen Verschiebung sinkt infolge des nicht mehr aufrecht zu erhaltenden magnetischen Flusses auch die axiale Kraft  $F_{ax}$  des Systems. Eine Verschiebung, die eine radiale als auch die axiale Kraftminderung hervorruft, stellt die Einsatzgrenze des Systems dar. Dieser Bereich muss im Betrieb vermieden werden.

#### 4.1.2 Reale Lagergeometrie

Das im Unterkapitel 4.1.1 vorgestellte Lagerkonzept stellt eine idealisierte geometrische Konstruktion dar, deren Aufbau sich vom realen Lagerprototyp in folgenden Punkten unterscheidet.



**Abbildung 4.3** *Realer Aufbau des oberen Magnetlagers samt Schraubenverbindungen und Anbauteilen (Befestigungsplatte, Antrieb und Messrillen).*

## Magnetring

Aufgrund der gegebenen Abmessungen stellt der Magnetring dessen Herstellung erst bei großen Stückzahlen wirtschaftlich sinnvoll ist, eine Sonderanfertigung dar. Es wird deshalb auf einzelne Zylindermagnete [51] zurückgegriffen, die als Kreisring angeordnet werden (siehe Abbildung 4.3). Durch die Verwendung der Zylindermagnete kann während des Entwicklungsprozesses auch auf etwaige konstruktive Änderungen leichter reagiert werden. Infolge der zylindrischen Form der Magnete reduziert sich das vorhandene Magnetvolumen. Eine reduzierte maximale Kraft, sowohl in axialer als auch in radialer Richtung, ist die Folge. Bei allen numerischen Simulationen als auch in der Reglerauslegung wird ein Abbild des realen Magnetlagers herangezogen. Die zylindrischen Magnete weisen aus fertigungstechnischer Sicht relativ große Abmessungstoleranzen auf. Zwischen den Magneten (Abbildung 4.1 (5)) und der inneren Rille (Abbildung 4.1 (6)) ist daher ein Spalt mit einem Spaltmaß von 0.1 mm vorgesehen.

## Spule

Die Spule wird für den Lagerprototypen händisch gewickelt, ein gleichbleibender Spulenquerschnitt über mehrere Exemplare kann deshalb nicht garantiert werden. Der Spulen- und Magnethalter weist infolgedessen eine etwas größere Querschnittsfläche auf als für eine optimal gewickelte Spule notwendig ist. Bei der angeführten Windungszahl und dem Kupferdrahtquerschnitt (siehe Tabelle 4.3) ergibt sich ein optimaler Spulenquerschnitt von  $26.91 \text{ mm}^2$ . Der reale maximale Querschnitt beträgt  $36.12 \text{ mm}^2$ .

## Anbauteile und Befestigung

Zusätzlich zu den in Abbildung 4.1 angeführten Bauteilen sind für den sicheren Betrieb des Lagers noch weitere metallische Bauteile in unmittelbarer Nähe des Lagers notwendig. Dazu zählt neben der Lagerbefestigung und der Antriebswelle aus Aluminium auch die Messscheibe (42CrMo4), die auf den Rotor angeschraubt wird (siehe Abbildung 4.3). Die FEM-Simulationen bezüglich des magnetischen Flussverlaufes und der maximalen Reluktanzkräfte haben gezeigt, dass sich aufgrund der Bündelung des magnetischen Flusses die Streuverluste in einem nicht nennenswerten Bereich bewegen (siehe Unterkapitel 5.1.4). Das Lager wird an der den Rillen abgewandten Seite mit vier Schrauben am Lagerträger fixiert. Die Gewindebohrungen befinden sich nicht direkt im magnetischen Fluss, sodass eine Störung äußerst gering ausfällt und daher vernachlässigt werden kann.

In Abbildung 4.4 sind die Einzelteile der beiden verwendeten Lager zu sehen. Die Spulenhalter wurden bereits mit der Spule gewickelt. Die Anschlussstücke der Spule sind zum Schutz mit einem Kunststoffschlauch umwickelt. In den

beiden Spulenhaltern sind am Innendurchmesser auch die Aussparungen für die Zylindermagnete zu erkennen.



Abbildung 4.4 *Komponenten des Magnetlagers vor dem Zusammenbau.*

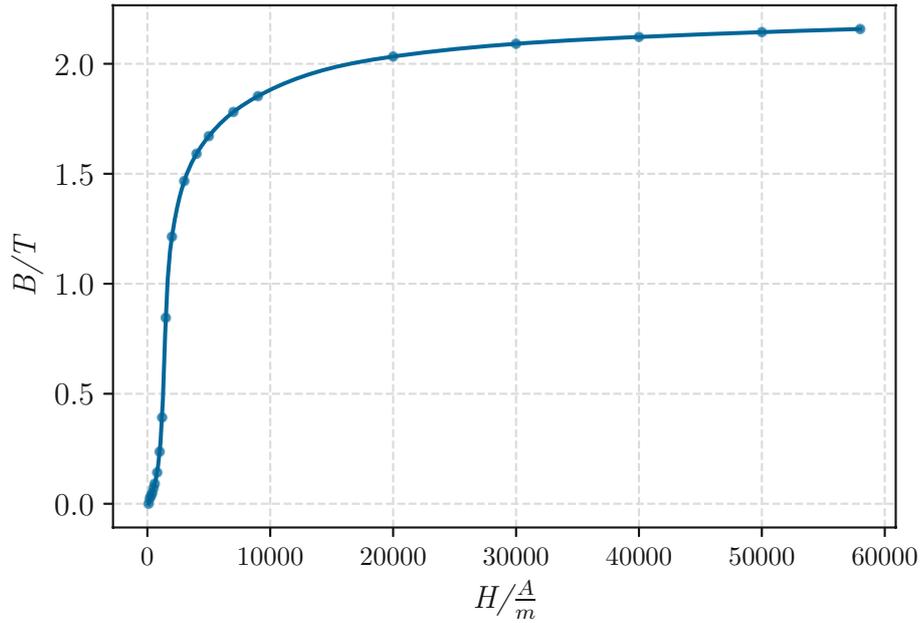
### 4.1.3 Verwendete Materialien

#### Vergütungsstahl: 1.6957 – 27 NiCrMoV15 6 [50]

Der Werkstoff 1.6957 gehört der Werkstoffgruppe der Vergütungsstähle an und wird hauptsächlich für hoch beanspruchte Bauteile im Maschinenbau sowie in der Energietechnik eingesetzt. Für die Berechnung der wirkenden Kräfte ist der werkstoffspezifische Zusammenhang der magnetischen Flussdichte und der magnetischen Feldstärke (Hysteresekurve) ausschlaggebend. Dieser wurde mittels Werkstoffprüfungen bestimmt (siehe Abbildung 4.5). Weitere wichtige materialspezifische Kenndaten sind der Tabelle 4.1 zu entnehmen.

$R_{p0.2}$	1074	N/mm
$R_m$	1219	N/mm
<b>E-Modul</b>	202,9	GPa

Tabelle 4.1 *Materialspezifische Werkstoffkenndaten von 1.6957*



**Abbildung 4.5** *B-H-Kurve (Neumagnetisierungskurve) des verwendeten Vergütungsstahls 1.6957*

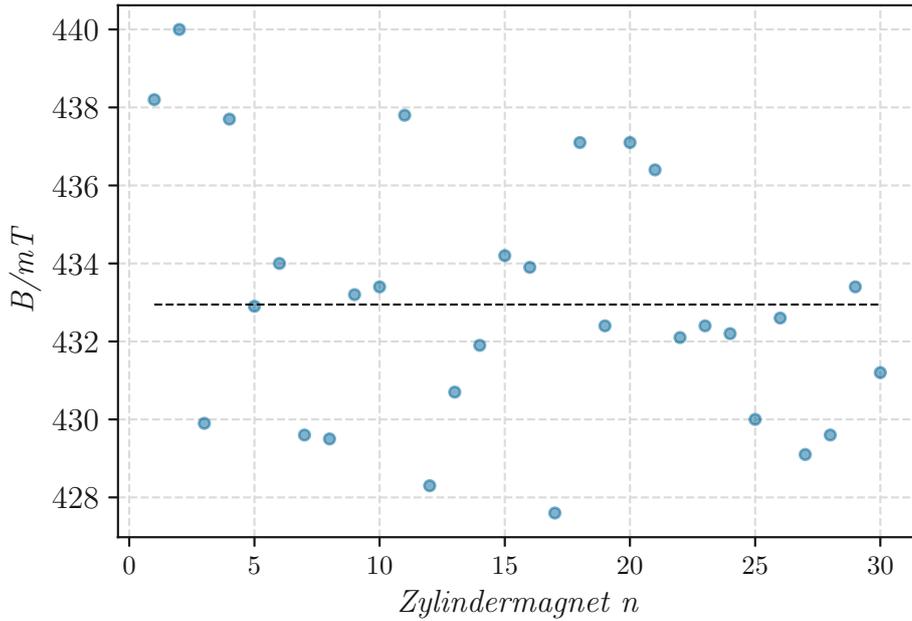
### Neodym-Magnet S-03-03-N [51]

Die verwendeten Zylindermagnete sind Neodym-Magnete und weisen laut Datenblatt folgende technische Angaben auf (siehe Tabelle 4.2).

<b>Durchmesser</b>	3	mm
<b>Höhe</b>	3	mm
<b>Toleranz</b>	$\pm 0.1$	mm
<b>Magnetisierungsrichtung</b>	axial	-
<b>Remanenz <math>B_R</math></b>	1.32-1.37	T
<b>Koerzitivfeldstärke <math>H_C</math></b>	860-995	kA/m

**Tabelle 4.2** *Charakteristische geometrische Daten und magnetische Kennwerte der verwendeten Neodym Zylindermagnete*

Die Magnetisierung  $M$ , welche sich aus der Remanenzflussdichte  $B_R$  ableiten lässt, stellt für die numerischen Simulationen eine wichtige Grundgröße dar. Da  $B_R$  im Datenblatt mit einer relativ großen Toleranz angegeben ist, erfolgt die Vermessung der Flussdichte in einem definierten Abstand von 0.5 mm der planaren Magnetoberfläche mithilfe eines Teslameters [52] und einer in Flussrichtung angeordneten 1-achsigen Messsonde [53]. Die Magnete zeigen eine relativ geringe Streuung der Flussdichte (siehe Abbildung 4.6). Die genaue Ermittlung der Magnetisierung  $M$  wird im Unterkapitel 5.1.3 abgehandelt.



**Abbildung 4.6** Gemessene Flussdichte im Abstand von 0.5 mm der planaren Oberfläche der Zylindermagnete. Berechneter Durchschnittswert: 433 mT; maximal gemessener Wert: 440 mT; minimal gemessener Wert: 427.6 mT

### Kupferdraht [54]

Die verwendete Spule wurde aus einem lackierten Kupferdraht hergestellt und weist eine Wicklungszahl von  $N = 200$  auf. Weiters besitzt die Spule folgende Kenndaten:

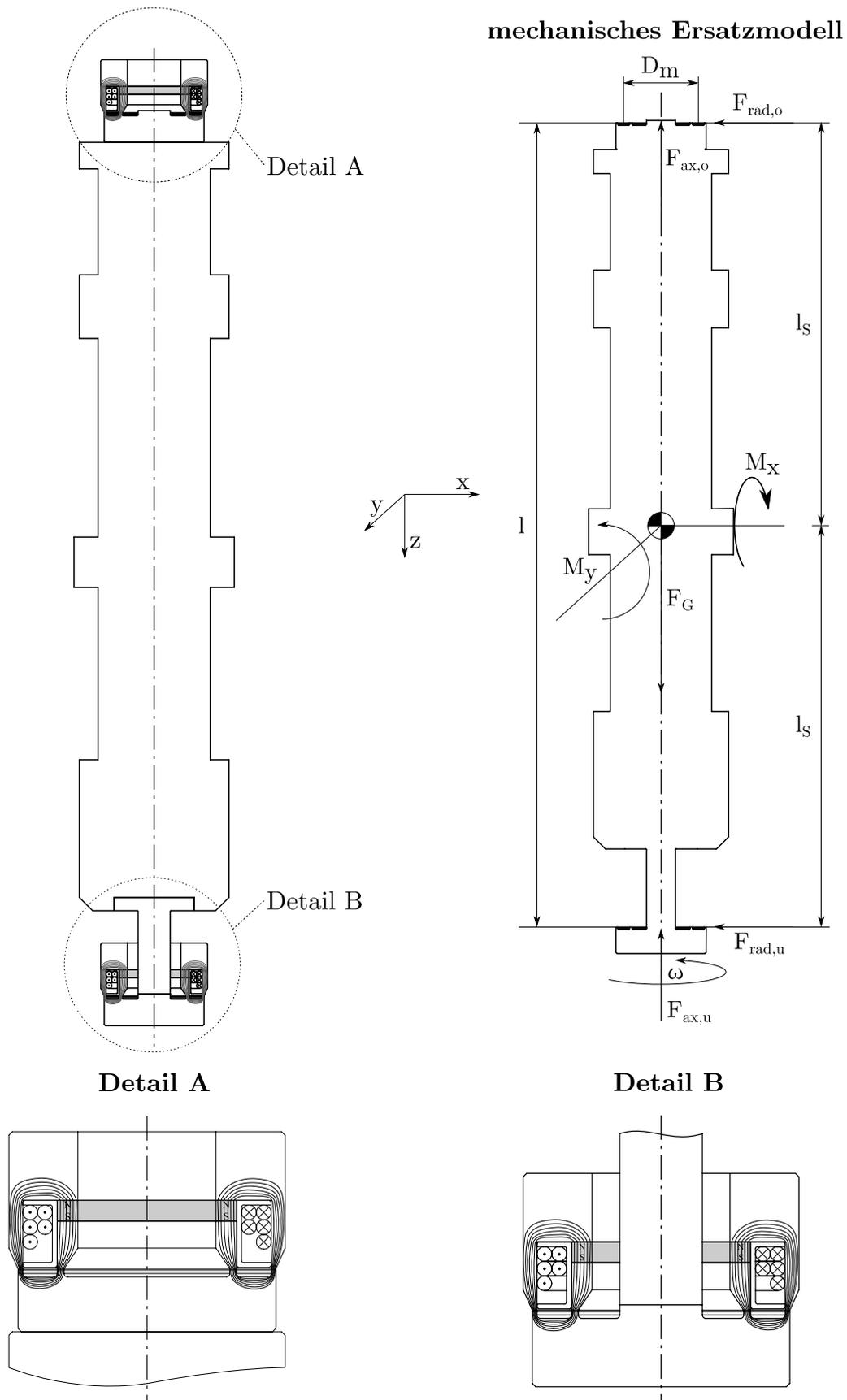
<b>Innendurchmesser</b>	$0.315 \pm 0.004$	mm
<b>Außendurchmesser</b>	0.35-0.367	mm
<b>nominaler Widerstand</b>	$0.2193 \pm 0.0077$	$\Omega/m$

**Tabelle 4.3** Materialspezifische Kennwerte des Spulendrahtes

## 4.2 Mechanische Beschreibung des Lagersystems

Für den sicheren Betrieb des Magnetlagers sind zwei selbstzentrierende Magnetlager notwendig, um eine Stabilität auch in den rotatorischen Achsen zu gewährleisten. In Kombination fixieren die beiden Magnetlager alle drei translatorischen Achsen und zwei der rotatorischen Achsen. Die freie rotatorische Achse liegt in der Symmetrieachse des Rotors und dient der Energie Zu- bzw. Abfuhr.

Abbildung 4.7 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Lagerverbundes. Die beiden Reluktanzlager weisen dabei die gleiche Arbeitsrichtung auf.



**Abbildung 4.7** *Prinzipskizze des Lagerverbundes mit den am Rotor wirkenden Kräften sowie der geometrischen Gesamtabmessungen. Detail A und Detail B zeigen den grundsätzlichen Aufbau des oberen respektive unteren Lagers.*

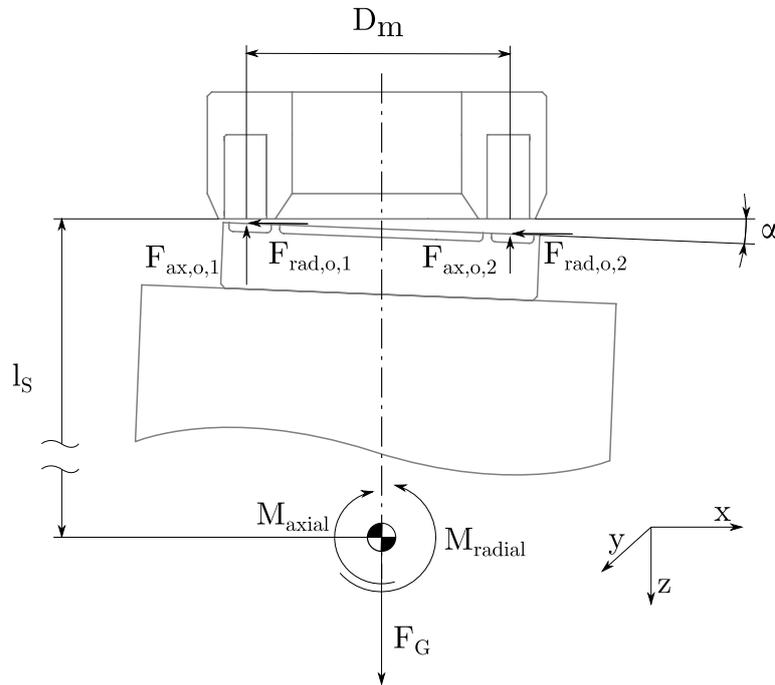
Der obere Rotorrillenträger (siehe Abbildung 4.7 Detail A) ist direkt an dem Rotor angebracht. Für die Verbindung des unteren Rotorrillenträgers mit dem Rotor (siehe Abbildung 4.7 Detail B) verläuft eine Achse durch das untere Lager. Um sowohl den mechanischen als auch den magnetischen Anforderungen gerecht zu werden, wurde diese Achse aus Aluminium gefertigt. Dadurch wird eine hinreichende mechanische Steifigkeit bei vernachlässigbaren magnetischen Streuverlusten erreicht. Das genaue mechanische Systemverhalten in Bezug auf Steifigkeit und Eigenfrequenzen wird im Unterkapitel 5.2 genauer untersucht. Die Anordnung der beiden Magnetlager in einer gemeinsamen Wirkrichtung bewirkt eine erhöhte Hubkraft und einen geringeren Strombedarf. Durch die gewählte Anordnung wird die Anziehungskraft der Magneten beider Lager für das Überwinden der Gewichtskraft des Rotors herangezogen. Die Spulen dienen weiterhin, wie im Unterkapitel 4.1 beschrieben, zum Erreichen eines stabilen Gleichgewichtszustandes sowie zum Ausregeln etwaig auftretender Störungen. Weiters werden die Spulen während des Start- und Stoppvorganges verwendet, um den Rotor kontrolliert in die gewünschte Schwebeposition zu heben bzw. zu senken.

Das Lagersystem ist auf einen Arbeitspunkt, respektive Spaltabstand, optimiert, in dem die Gewichtskraft des Rotors im Gleichgewicht mit der Anziehungskraft der Permanentmagneten steht. Dadurch ergeben sich die bereits genannten Vorteile der gesteigerten Energieeffizienz. Wird aufgrund einer spezifischen Anwendung ein vergrößerter Spalt notwendig, so kann dieser über die negative Bestromung beider Lager erreicht werden. Sofern das System thermisch nicht überlastet wird, kann das Lagersystem aus mechanischer Sicht auch auf Dauer abseits des optimierten Arbeitspunktes betrieben werden.

Neben dem bereits beschriebenen Selbstzentrierungseffekts in radialer Richtung ist für den Betrieb auch eine Stabilisierung der beiden rotatorischen Achsen notwendig. Dafür muss eine geometrische Randbedingung eingehalten werden. Während des Hochdrehens oder durch äußere Störungen kann es zu einem Verkippen des Rotors kommen. Aufgrund der gleichmäßigen Verteilung der Masse des Rotors und der zwei ident wirkenden Reluktanzlager kann bei einer auftretenden Verkippung der Drehmittelpunkt nahe dem Schwerpunkt des Rotors angenommen werden. Durch die Verkippung wird die eine Seite des Rotors näher an das Lager verschoben (siehe Abbildung 4.8), die zweite Seite erfährt eine Spaltvergrößerung. Die Anziehungskraft des Lagers wird ungleichmäßig verteilt und es kommt zu einer Krafterhöhung  $F_{ax,o,1}$  an der Seite mit geringem Spalt und analog zu einer Kraftreduktion  $F_{ax,o,2}$  an der Seite mit erhöhtem Spalt. Aufgrund des Drehmittelpunktes in der Mitte der beiden Lager führt das Verkippen des Rotors am unteren Lager zu einem gespiegelten Effekt. Global gesehen entsteht ein selbstverstärkender Effekt, welcher die weitere Verkippung des Rotors

begünstigt. Durch die Verkipfung des Rotors werden die beiden Rotorrillen zusätzlich aus der Symmetrieebene verschoben. Radiale Rückstellkräfte  $F_{rad,o,1}$  &  $F_{rad,o,2}$ , wie im Unterkapitel 2.1.3 beschrieben, sind die Folge. Da diese Radialkraft mit entgegengerichteter Wirkrichtung auch am unteren Lager auftritt, resultiert daraus ein Moment  $M_{radial}$  um den Drehpunkt. Dieses Moment  $M_{radial}$  ist der Verkipfung entgegengerichtet. Für eine Minimierung der Verkipfung muss das Moment  $M_{radial}$  resultierend aus den Radialkräften daher größer dem entstehenden Moment  $M_{axial}$  aufgrund der ungleichmäßigen Verteilung der Anziehungskräfte sein (Formel (4.3)).

### Mechanisches Ersatzmodell Detail A



**Abbildung 4.8** *Wirkende Kräfte und Momente bei einer Verkipfung des oberen Lagers um den Schwerpunkt des Rotors*

$$M_{radial} > M_{axial} \quad (4.3)$$

Aus den geometrischen Zusammenhängen des Lagersystems können die beiden Momente  $M_{radial}$  und  $M_{axial}$  hergeleitet werden.  $l_S$  entspricht dem Abstand des Magnetlagers zum Schwerpunkt des Rotors und  $D_m$  dem mittleren Wirkdurchmesser der Lagerrillen. Die Formeln (4.4) und (4.5) beziehen sich der Übersichtlichkeit halber nur auf das obere Lager (siehe Abbildung 4.8).

$$M_{radial} = F_{rad,o,1} \cdot (\cos\alpha \cdot l_S + \sin\alpha \cdot \frac{D_m}{2}) + F_{rad,o,2} \cdot (\cos\alpha \cdot l_S - \sin\alpha \cdot \frac{D_m}{2}) \quad (4.4)$$

$$M_{axial} = -F_{ax,o,1} \cdot (\sin\alpha \cdot l_S - \cos\alpha \cdot \frac{D_m}{2}) + F_{ax,o,2} \cdot (\sin\alpha \cdot l_S + \cos\alpha \cdot \frac{D_m}{2}) \quad (4.5)$$

Der maximale Verkippungswinkel  $\alpha$ , der auftreten darf, um die benötigte Überdeckung der Rillenflächen noch zu erreichen, beträgt je nach Rotorlänge nur wenige  $0.1^\circ$ . Für eine erste Geometrieabschätzung kann dieser nahe null angenommen werden. Dadurch vereinfachen sich die Formeln (4.4) und (4.5) zu:

$$M_{radial} = l_S \cdot F_{rad} \quad || \quad F_{rad} = F_{rad,o,2} + F_{rad,o,1} \quad (4.6)$$

$$M_{axial} = \frac{D_m}{2} \cdot F_{ax,Diff} \quad || \quad F_{ax,Diff} = F_{ax,o,2} - F_{ax,o,1} \quad (4.7)$$

Aus Formel (4.3) folgt ein geometrischer Zusammenhang zwischen dem mittleren Wirkdurchmesser  $D_m$  und dem Schwerpunktabstand  $l_S$  unter Berücksichtigung beider Lager.

$$2 \cdot l_S \cdot F_{rad} > 2 \cdot \frac{D_m}{2} \cdot F_{ax,Diff} \quad (4.8)$$

Um ein stabiles Schweben auch um die beiden rotatorischen Achsen zu ermöglichen, muss bei bekannten  $F_{ax,Diff}$  und  $F_{rad}$  die Ungleichung (4.8) eingehalten werden. Die Werte für die Anziehungskraft  $F_{ax,Diff}$  beziehungsweise für die radial wirkende Rückstellkraft  $F_{rad}$  werden mit Hilfe von FEM-Simulationen berechnet (siehe Unterkapitel 5.1.7). Daraus ergibt sich eine minimale Rotorlänge ( $\cong 2 \cdot l_S$ ). Der vorgestellte Lagerteststand weist eine weit größere Rotorlänge auf als notwendig. Die Länge des Rotors ist vor allem der Notwendigkeit eines erhöhten Platzbedarfs aufgrund zusätzlicher Abstands- und Drehzahlsensoren geschuldet. Des Weiteren vergrößert sich bei einem längeren Rotor auch das Moment  $M_{radial}$ , wodurch die Stabilität um die beiden rotatorischen Achsen signifikant verbessert wird.

# Kapitel 5

## Numerische Simulation des Lagersystems

Aufgrund des sich ändernden Querschnitts sowie der inhomogenen Flussdichteverteilung innerhalb des Querschnitts wird von einer analytischen Betrachtung des Magnetkreises Abstand genommen. Gerade bei der Radialkraftberechnung stößt die analytische Betrachtung an ihre Grenzen, da Streuflüsse außerhalb des magnetischen Kreises auftreten, welche eine Kraftreduktion zur Folge haben. Weiters können in der numerischen Simulation Störungseinflüsse und die realen geometrischen Randbedingungen (Bohrlöcher und Zylindermagnete anstelle eines Magnetkreisringes) berücksichtigt werden.

Alle Simulationen wurden mit COMSOL-Multiphysics durchgeführt. Das Softwarepaket wurde gewählt, da neben der sehr guten Steuerbarkeit des Vernetzungsvorganges auch ein direktes und unkompliziertes Eingreifen in den Berechnungsvorgang über das Einbinden von eigens definierten Gleichungen, zum Beispiel gewöhnlichen Differentialgleichungen (ODE's) und partiellen Differentialgleichung (PDE's) möglich ist.

### 5.1 Magnetostatische Simulationen

#### 5.1.1 Magnetic Field Interface

Sowohl die Simulation der Axial- als auch der Radialkraft wurde mit dem "Magnetic Fields Interface" durchgeführt, welchem die vier Maxwell Gleichungen zu Grunde liegen:

$$\nabla \times \mathbf{H} = \mathbf{j} + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t} \quad (5.1)$$

$$\nabla \times \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} \quad (5.2)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{D} = \rho \quad (5.3)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{B} = 0 \quad (5.4)$$

Als weitere Gleichung, die für die Berechnung des magnetischen Feldes eine große Wichtigkeit darstellt, ist die elektrische Kontinuitätsgleichung für die elektrische Ladungsdichte  $\rho$  und die elektrische Stromdichte  $\mathbf{j}$  zu nennen (siehe Formel (5.5)). Der Term  $-\frac{\partial \rho}{\partial t}$  ist in praktisch allen Fällen bei elektromagnetischen Bauteilen gleich null. Diese Gleichung entspricht der aus der Strömungsmechanik bekannten Kontinuitätsgleichung und besagt, dass der in ein Volumen eintretende Strom gleich dem austretenden Strom sein muss, sofern sich im Inneren des Volumens keine Anhäufung bzw. Abgabe von Ladungen einstellt.

$$\nabla \cdot \mathbf{j} = -\frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (5.5)$$

Daneben sind noch die konstitutiven Gleichungen (5.6), (5.7) und (5.8) von Bedeutung, da sie den Zusammenhang zwischen einzelnen Feldgrößen zueinander auf Basis der elektrischen bzw. magnetischen Materialeigenschaften herstellen [55].

$$\mathbf{j} = \sigma \mathbf{E} \quad (5.6)$$

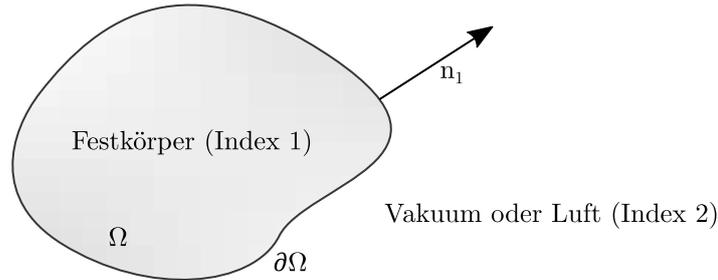
$$\mathbf{B} = \mu \mathbf{H} \quad (5.7)$$

$$\mathbf{D} = \epsilon \mathbf{E} \quad (5.8)$$

Sowohl die axiale als auch die radiale Kraftberechnung werden mit Hilfe statischer - nicht transienter - Simulationen durchgeführt. Neben den beiden Termen  $\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t}$  in Formel (5.1) und  $\frac{\partial \rho}{\partial t}$  in Formel (5.5), die aufgrund der physikalischen Gegebenheiten vernachlässigt werden können, entfällt bei stationärer Betrachtung auch der Term  $\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t}$  ( $\frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t}$  ist bei einer Spule gleich null;  $\frac{\partial \rho}{\partial t}$  ist im Vergleich zu  $\mathbf{j}$  viel kleiner und daher vernachlässigbar). Es wird bei der Kraftberechnung nicht der Kraftverlauf bei einem Stromanstieg begutachtet, sondern die Kraft, die sich bei einem konstanten Strom einstellt. Sowohl die Rechenzeit als auch die notwendigen Rechenkapazitäten können dadurch drastisch reduziert werden, da neben der Vereinfachung der zugrundeliegenden Gleichungen auch nicht mehrere Zeitschritte berechnet werden müssen.

## 5.1.2 Kraftberechnung mithilfe des Maxwell'schen Spannungstensors

Die in COMSOL implementierte Kraftberechnung beruht auf der Integration des Maxwell'schen Spannungstensors  $\mathbf{T}$ . Im einfachsten Fall ist der Körper von Vakuum umgeben. Ist das umgebende Medium Luft, muss dies im Maxwell'schen Spannungstensor berücksichtigt werden.



**Abbildung 5.1** Berechnungsgrundlage der wirkenden magnetischen Kräfte auf einen Festkörper im stationären Zustand

Am Übergang zwischen dem Festkörper und dem Vakuum (siehe Abbildung 5.1) muss der Maxwell'sche Spannungstensor unter Berücksichtigung einer extern wirkenden Flächenkraft  $\vec{g}_{Ext}$  kontinuierlich verlaufen. Dies wird durch Formel (5.9) ausgedrückt. Die externe Flächenkraft kann z.B. die Wechselwirkung mit anderen Körpern widerspiegeln.

$$\mathbf{n}_1 \mathbf{T}_2 + \mathbf{g}_{Ext} = \mathbf{n}_1 \mathbf{T}_1 \quad (5.9)$$

Für den gesamten Festkörper muss weiters Formel (5.10) gelten, welche sich durch die Impulsbilanz am Volumenelement aus dem ersten Cauchy-Eulerschen Bewegungssatz ableiten lässt.  $\vec{f}_{Ext}$  stellt dabei eine externe Volumenkraft dar, z.B. die Gravitationskraft.

$$\nabla \cdot \mathbf{T}_1 + \mathbf{f}_{Ext} = 0 \quad (5.10)$$

Die Kraft  $\vec{F}$  lässt sich nun durch die Integration von Formel (5.10) über das Volumen des Festkörpers und die Integration von Formel (5.9) über den Flächenrand berechnen (siehe Formel (5.11)). Da der stationäre Fall betrachtet wird, muss die Summe der Kräfte null ergeben.

$$0 = \int_{\Omega_1} (\nabla \cdot \mathbf{T}_1 + \mathbf{f}_{Ext}) dV + \oint_{\partial\Omega_1} (\mathbf{n}_1 (\mathbf{T}_2 - \mathbf{T}_1) + \mathbf{g}_{Ext}) dA \quad (5.11)$$

Durch Zusammenfassen der externen Kräfte und Auftrennen der einzelnen Integrale (siehe Formel (5.12)) sowie der Anwendung des Gaußschen Integralsatzes lässt sich Formel (5.11) vereinfachen.

$$0 = \underbrace{\int_{\Omega_1} (\nabla \cdot \mathbf{T}_1) dV - \oint_{\partial\Omega_1} \mathbf{n}_1 \mathbf{T}_1 dA + \oint_{\partial\Omega_1} \mathbf{n}_1 \mathbf{T}_2 dA}_{= \mathbf{0}} + \underbrace{\int_{\Omega_1} \mathbf{f}_{Ext} dV + \oint_{\partial\Omega_1} \mathbf{g}_{Ext} dA}_{\mathbf{F}_{Ext}} \quad (5.12)$$

Durch die Betrachtung eines stationären Zustandes müssen, da es zu keiner Bewegung des Körpers kommen darf, die Kräfte im Gleichgewicht sein. Die externen Kräfte  $\mathbf{F}_{Ext}$  werden durch die auf den Körper wirkenden magnetischen Kräfte  $\mathbf{F}$  ausgeglichen.

$$0 = \mathbf{F} + \mathbf{F}_{Ext} \quad (5.13)$$

Aus Formel (5.12) und Formel (5.13) folgt, dass sich die Kräfte aufgrund eines vorherrschenden Magnetfeldes zu Formel (5.14) reduzieren lassen.

$$\mathbf{F} = \oint_{\partial\Omega_1} \mathbf{n}_1 \mathbf{T}_2 dA \quad (5.14)$$

Für einen von Luft umgebenen Festkörper lautet der Maxwell'sche Spannungstensor für einen betrachteten Punkt unter Berücksichtigung der konstitutiven Gleichungen (5.7) und (5.8) wie in Formel (5.15) dargestellt. Der umgebende Luftdruck wird durch  $p$  ausgedrückt, während  $\mathbf{I}$  den Einheitsensor darstellt [56].

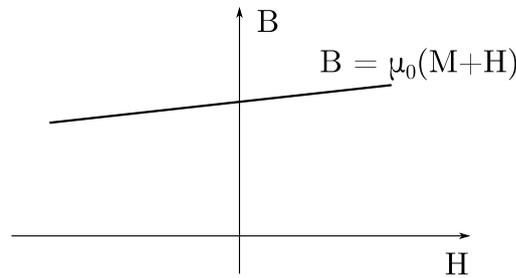
$$\mathbf{T}_2 = -p\mathbf{I} - \left(\frac{1}{2}\mathbf{E} \cdot \mathbf{D} + \frac{1}{2}\mathbf{H} \cdot \mathbf{B}\right)\mathbf{I} + \mathbf{E}\mathbf{D}^T + \mathbf{H}\mathbf{B}^T \quad (5.15)$$

### 5.1.3 Abbildung der Materialien in der Simulationsumgebung

#### Neodym-Magnete

Für die Modellierung von Permanentmagneten stehen in COMSOL mehrere unterschiedliche Modelle zur Verfügung. Neben dem Hysteresemodell nach Jiles-Atherton kann durch die Hinterlegung einer B-H-Kurve das nichtlineare Verhalten von Permanentmagneten abgebildet werden. Da für die vorliegenden Neodym-Magnete keine genauen Kenndaten vorliegen, wurde das einfache Modell der Magnetisierung gewählt.

Dabei wird der Magnet durch die Angabe der relativen Permeabilität  $\mu_R$  und der Magnetisierung  $\vec{M}$  charakterisiert (siehe Abbildung 5.2). Die Magnetisierung entspricht bei diesem linearen Modell der Koerzitivfeldstärke. Da diese mit den vorhandenen Mitteln nicht direkt gemessen werden konnte, erfolgte die Vermessung der Magnete wie im Unterkapitel 4.1.3 beschrieben. Anschließend wurde der Messaufbau mit einem einzelnen Zylindermagneten in der Simulationsumgebung abgebildet und die gemessene bzw. simulierte Flussdichte verglichen. Durch eine Parameterstudie kann die im Permanentmagnet vorherrschende Magnetisierung  $\vec{M}$  hinreichend genau bestimmt werden. Es wurde eine Magnetisierung von 990 kA/m ermittelt. Der Wert liegt im angegebenen Wertebereich des Datenblattes [51] und kann daher als plausibel betrachtet werden.



**Abbildung 5.2** Lineares Modell der Koerzitivfeldstärke

### Vergütungsstahl 1.6957

Die Charakterisierung des verwendeten Vergütungsstahls, welcher als Flussformer im Lageraufbau eingesetzt wird, erfolgt anhand der vorliegenden B-H-Kurve (siehe Abbildung 4.5). Das nichtlineare Materialverhalten im Sättigungsbereich kann dadurch sehr gut abgebildet werden.

### Luft, Aluminium und Kunststoff

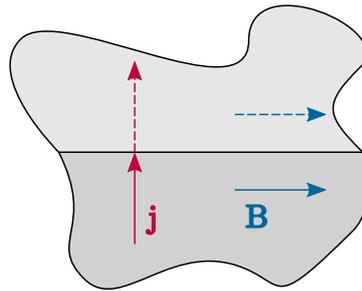
Bei den weiteren eingesetzten Materialien erfolgt die Charakterisierung der magnetischen Flussdichte durch die relative Permeabilität in der Form  $\mathbf{B} = \mu_0\mu_R\mathbf{H}$ . Die relative Permeabilität  $\mu_R$  wird dabei für die einzelnen Werkstoffe als konstant angenommen.

## 5.1.4 Angewendete Modellvereinfachungen

### Ausnutzung der Symmetrien

Die Geometrie des Lagers ist für die Ausnutzung einer Symmetrie sehr gut geeignet. Wird von dem realen Magnetlagerdesign mit den Zylindermagneten ausgegangen, so kann für die Axialkraft-Simulation ein Segment, welches einen

Magnet beinhaltet, als Modell verwendet werden. Es wird die 22-fache Symmetrie des Lagers ausgenutzt, wodurch die Anzahl an Elementen drastisch sinkt und eine umfangreiche Rechenzeitreduktion die Folge ist. Die Symmetrie wird im Modell durch die Aufbringung der Randbedingung "magnetische Isolierung" an den Grenzflächen berücksichtigt. Diese Randbedingung stellt eine Spiegelebene für das Magnetfeld dar, welches am Übergang exakt gespiegelt wird (siehe Abbildung 5.3). Die Flussdichte  $\vec{B}$  normal zur Symmetrieebene ist null. Für die Stromdichte  $\vec{j}$  verhält sich die Randbedingung um 90° Grad gedreht. Der Strom kann die Symmetrieebene nur normal zur Fläche durchdringen.



**Abbildung 5.3** Flussdichte- und Stromdichteverlauf bei der Symmetrieebedingung "magnetische Isolierung"

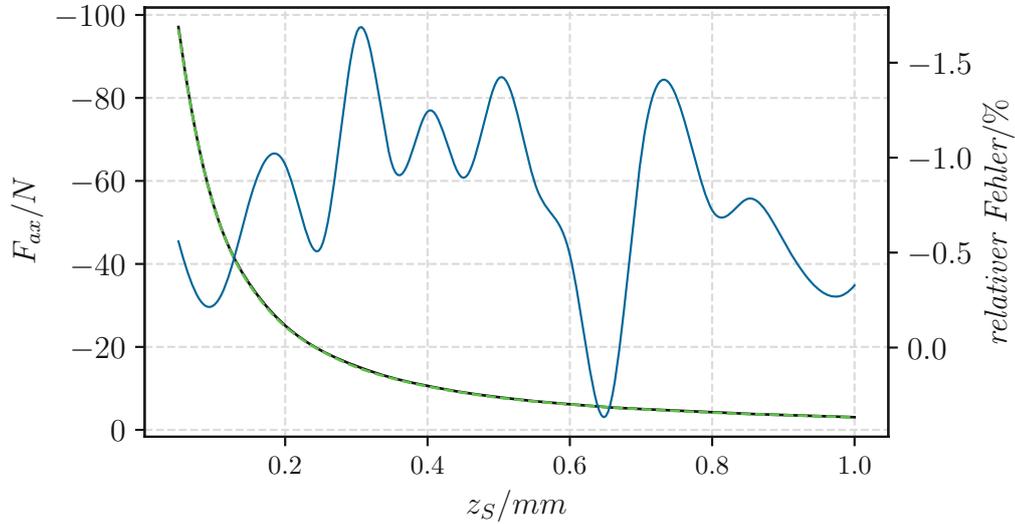
Für die Bestimmung der wirkenden Radialkräfte wird die halbe Symmetrie des Lagers ausgenutzt. Jede beliebige radiale Verschiebung des Rotors kann durch Drehen der Symmetrieebene in eine Verschiebung planar zur Symmetrieebene überführt werden.

### Vereinfachung der Modellgeometrie

Neben der Ausnutzung der Symmetrie des Magnetlagers wird auch die Geometrie an sich vereinfacht. Sehr kleine Fasen und Abrundungen werden entfernt, sodass die Anzahl an Elementen reduziert wird. Die Entfernung feiner Details wird nur in Bereichen angewendet, die nicht direkt im magnetischen Flussverlauf liegen. Die feine Geometrie der Rillen am Magnetlager als auch am Rotor werden samt den Abrundungen genau abgebildet und simuliert, womit eine genaue und aussagekräftige Charakterisierung der Magnetkraft möglich ist.

Die Schraubenverbindungen und Bohrlöcher im Magnetlager werden ebenfalls nicht modelliert. Erst diese Vereinfachung ermöglicht es, die 22-fache Symmetrie des Lagerdesigns auszunutzen. In Abbildung 5.4 ist die vereinfachte Simulation einer genauen Simulation gegenübergestellt. Das genaue Simulationsmodell verzichtet weitgehend auf Geometrievereinfachungen. Dabei zeigt sich, dass der durch die Vereinfachungen auftretende Fehler bei weniger als 1.5 Prozent liegt. Diese Abweichung ist vertretbar und muss in Kauf genommen werden, da erst

durch die getroffenen Vereinfachungen die Rechenzeit soweit gesenkt werden kann, sodass eine Vielzahl an Studien durchführbar ist.



**Abbildung 5.4** Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse der vereinfachten idealisierten (schwarz) und der real abgebildeten Geometrie (grün, strichliert) in Abhängigkeit des Spaltes  $z_s$  für ein einzelnes Magnetlager. Der relative Fehler bezogen auf das genaue Geometriemodell ist in blauer Farbe dargestellt.

Ebenfalls wird in der vereinfachten Simulation ausschließlich das Magnetlager betrachtet. Die umgebenden Bauteile fließen nicht in die Simulation ein. Es ist dadurch zusätzlich möglich, die Anzahl der Elemente signifikant zu senken, während die Elementgröße im Bereich des Luftspalts und der Rillen gesteigert werden kann. Tabelle 5.1 listet die Unterschiede bzw. getroffenen Vereinfachungen der beiden Referenzsimulationen bzw. deren Ergebnisse auf.

	reale Geometrie	idealisierte Geometrie
<b>Symmetrie</b>	4-fach	22-fach
<b>Elementanzahl</b>	2 303 192	349 665
<b>prozentueller Fehler</b>	-	max. 1.5%
<b>Rechenzeit</b>	20 x 34 min	20 x 4 min

**Tabelle 5.1** Unterschiede zwischen dem idealisierten und nicht vereinfachten Simulationsmodell

### 5.1.5 Validierung des Simulationsmodells

Die Validierung des Simulationsmodells stellt die Basis für die weitere Verwendung der Simulationsergebnisse dar. Aufgrund der Wirkweise der Magnetlager ist die notwendige Messung am realen Magnetlager nur für die

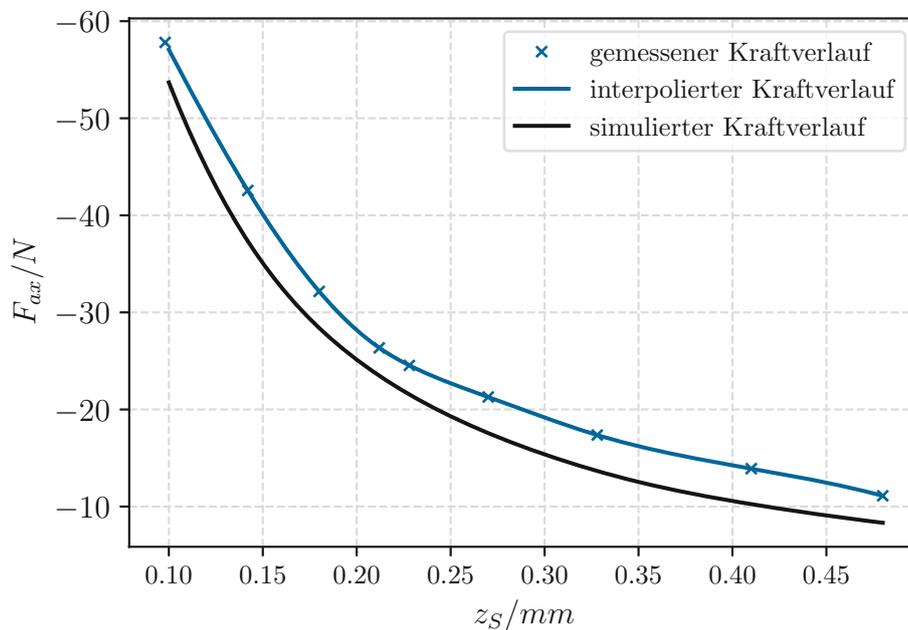
axiale Kraft bei nicht bestromten Lagern möglich. Weiters zeigen Messungen an unterschiedlichen Messkonfigurationen, dass nur eine Vermessung der Magnetlager im eingebauten Zustand (am Teststand) ein reproduzierbares und aussagekräftige Ergebnis liefert. Eine Vermessung des Magnetlagers ohne Rotor erzeugt aufgrund des fehlenden Gewichtes eine Instabilität um die beiden Drehachsen in X- und Y-Richtung.

Zu Beginn der Vermessung wird der Rotor in die unterste Position gebracht und durch eine Zentrierspitze zentrisch ausgerichtet. Der gesamte Rotor liegt nur auf dieser Zentrierspitze auf. Mithilfe eines Feingewindes, welches an der Zentrierspitze angebracht ist, kann der gesamte Rotor in axialer Richtung bewegt werden. Über eine Messuhr (0.01 mm Auflösung) wird die genaue Position des Rotors bestimmt. Mit Hilfe des Gewindes wird der axiale Spalt  $z_S$  zwischen dem Magnetlager und dem Rotorverbund reduziert, bis die Anziehungskraft überwiegt und der Rotor schlagartig angezogen wird. Durch die mehrmalige Wiederholung des Versuches wird über die Messuhr die Position bestimmt, ab dem die Magnetkraft überhandnimmt. Dabei zeigt sich, dass die Streuungen durchwegs sehr gering sind (maximale Streuung 0.02 mm). Durch eine Mittelwertbildung wird der Abstand bestimmt. Das genaue Gewicht des Rotors wird mit einer Waage (Auflösung 0.1 g) vermessen. Kurz vor der abrupten Spaltreduzierung ist die Gewichtskraft des Rotorverbundes mit der axialen Magnetkraft im Gleichgewicht (siehe Formel (4.1)). Aufgrund der punktuellen Lagerung des Rotors auf der Zentrierspitze sind die auftretenden Reibungskräfte vernachlässigbar.

Durch das Anbringen von Zusatzgewichten bzw. das Austauschen des Rotors durch einen Aluminiumrotor können Gleichgewichtspositionen bei verschiedenen axialen Rotorpositionen vermessen werden. Zur weiteren Erhöhung der Messpunkte wird das untere Lager ausgebaut. Insgesamt werden neun unterschiedliche Rotorkonfigurationen vermessen, sodass der primäre Wirkbereich der Magnetlager abgedeckt ist.

Die zu validierende Simulation besteht aus dem idealisierten Modell. Die Simulation wird mit den Parametern  $I = 0$  A und  $z_S = 0.1$  mm bis 0.5 mm in 0.05 mm Schritten ausgeführt. Wie in Abbildung 5.5 ersichtlich, bildet die Simulation die Realität gut ab, wobei der gemessene Kraftverlauf durchwegs über der simulierten Kennlinie liegt. Der Trend des Kraftverlaufs wird durch die Simulation im gemessenen Bereich sehr gut abgebildet. Jedoch weist die Simulation einen durchgehenden Offset auf. Im Bereich des Arbeitspunktes ( $z_S = 0.2$  mm) liegt der relative Fehler unter 10 Prozent. Der auftretende Fehler kann hauptsächlich auf die vereinfachten Materialmodelle zurückgeführt werden. Vor allem die linearisierte B-H-Relation

der Neodym-Magnete spiegelt die Realität nur bedingt wider. Aufgrund der fehlenden Materialkennndaten und der nicht vorhandenen Möglichkeit der genauen Vermessung der B-H-Kausalität der verwendeten Magnete (siehe Unterkapitel 4.1.3) kann kein realistischeres magnetisches Materialverhalten implementiert werden. Bei geringen Spaltabständen ist der magnetische Fluss in den Rotorrillen und dem Magnetlager stärker, da der Bereich mit  $\mu_R$  nahe 1 (Luftspalt) kürzer ist als bei großem Spaltabstand. Der magnetische Widerstand ist bei kleinem Spalt reduziert, es überwiegen daher die magnetischen Eigenschaften des verwendeten Vergütungsstahls, welche über die B-H-Kurve sehr gut charakterisiert sind. Bei größeren Spaltabständen ist der magnetische Fluss im Magnetlager geringer, die magnetischen Eigenschaften der Neodym-Magnete dominieren.



**Abbildung 5.5** Vergleich der gemessenen Axialkraft und der simulierten Axialkraft im Bereich von  $z_S = 0.1 \text{ mm}$  bis  $0.50 \text{ mm}$  bei  $I = 0 \text{ A}$  für ein einzelnes Magnetlager.

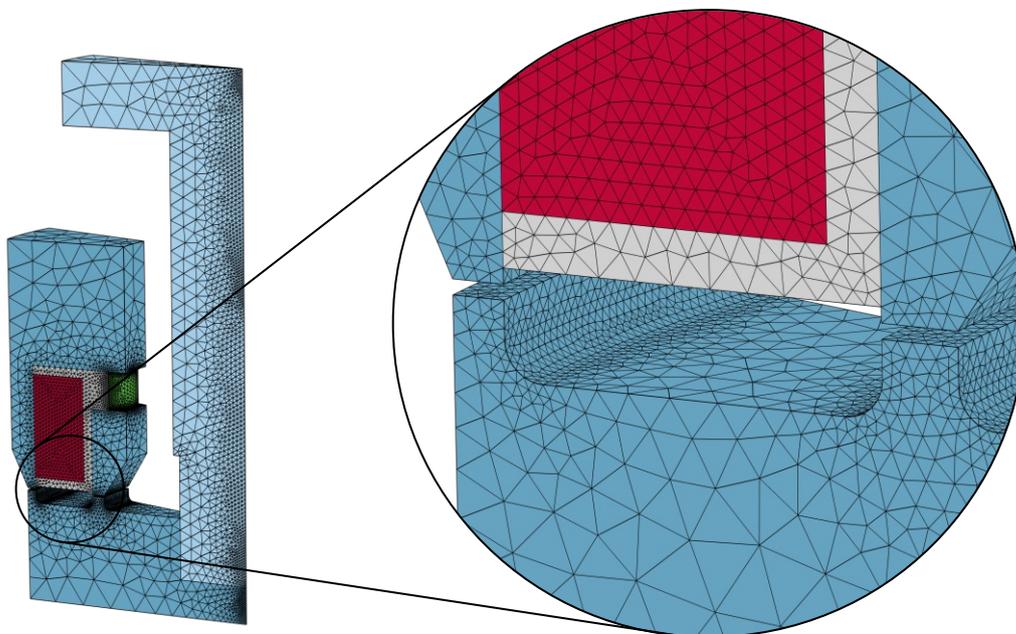
Ein weiterer Grund für die auftretenden Unterschiede zwischen der Messung und der Simulation liegt in der fertigungsbedingten Genauigkeit der Magnete. Diese weisen eine relativ große geometrische Toleranz (siehe Unterkapitel 4.1.3) auf, die in der Simulation ebenfalls nicht abgebildet werden kann.

Für den in Unterkapitel 7.3 beschriebenen digitalen Zwilling des mechatronischen Gesamtsystems ist die richtige Abbildung des Trends von essentieller Bedeutung. Sowohl in der Simulation als auch im realen Testbetrieb werden etwaige Offsets in der Kraftberechnung durch eine Arbeitspunktverschiebung berücksichtigt und ausgeglichen (siehe Unterkapitel 7.1.4).

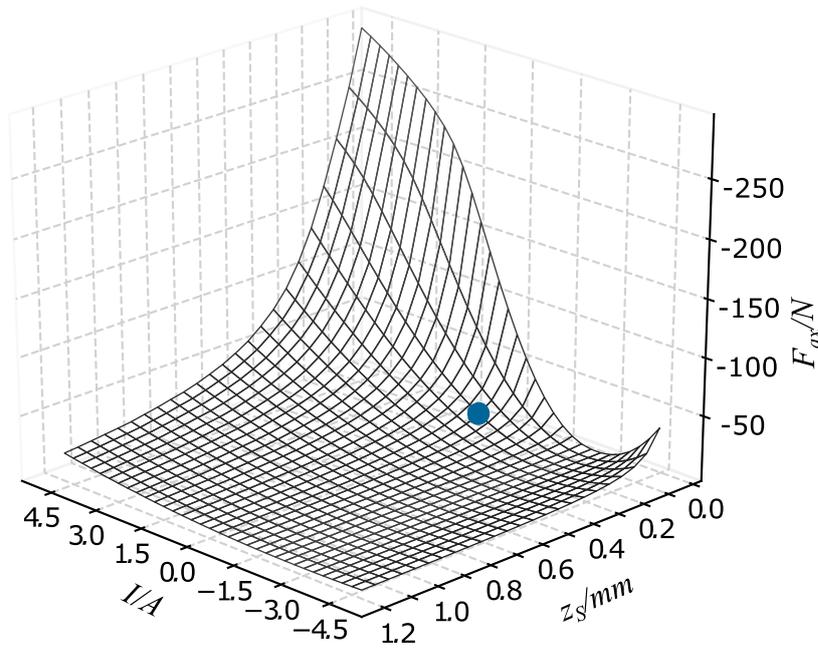
## 5.1.6 Axialkraft-Simulation

Die Simulation der Axialkraft in Abhängigkeit von der Spaltgröße sowie dem Spulenstrom stellt die Grundlage für das Modell des mechanischen Systems in Matlab/Simulink dar. Weiters wird auf Basis dieser Simulation eine Lookup-Tabelle für den positionsabhängigen Kraftausgleich (siehe Unterkapitel 7.1.3) erstellt.

Die Simulation nutzt das idealisierte Geometriemodell wie in Abbildung 5.6 ersichtlich. Aufgrund der vorherrschenden Geometrie kann sich in diesem Modell die 22-fache Symmetrie zu Nutze gemacht werden. Die Simulationszeit der gesamten Parameterstudie, welche 792 einzelne Simulationen mit unterschiedlichen Spaltabständen bzw. Spulenströmen beinhaltet, kann dadurch mit akzeptabler Rechenleistung und -zeit durchgeführt werden. Die Parameterstudie kann nicht in einem Durchgang berechnet werden, da die Größe der Rechenergebnisse die vorhandene Speicherkapazität überschreitet. Insgesamt beträgt die reine Rechenzeit für die Axialkraftsimulation in etwa 53 h. Bei der Vernetzung wird ebenfalls darauf Wert gelegt, bei vertretbarer Elementanzahl den Bereich des Luftspalts und die feine Geometrie der Rillen genau abzubilden. Aufgrund der spitz zulaufenden Tortenform haben die Elemente in der Symmetrieebene eine schlechtere Qualität. Da dieser Abschnitt aber nicht im direkten Fluss liegt, beeinträchtigt die mindere Vernetzungsqualität in diesem Bereich die Simulationsergebnisse nicht.



**Abbildung 5.6** *Verwendetes Mesh für die Axialkraft-Simulationen. Zur besseren Übersichtlichkeit erfolgt die Darstellung ohne das vernetzte umgebende Medium.*



**Abbildung 5.7** Zusammenhang der beiden variierten Variablen Spalt  $z_s$  und Strom  $I$  zu der resultierenden axialen Kraft  $F_{ax}$ . Der blaue Punkt gibt die Lage des optimalen Arbeitspunktes wieder. Die Abbildung bezieht sich auf ein einzelnes Magnetlager.

Abbildung 5.7 zeigt, dass der Arbeitspunkt nicht beliebig variiert werden kann. Bei einem zu großen Spalt ändert sich das Systemverhalten signifikant. Eine Erhöhung des Stromes bewirkt bei einem großen Spaltabstand eine verhältnismäßig geringere Steigerung der Kraft im Vergleich zu einem Arbeitspunkt mit geringer Spalthöhe. Im Bereich von 0.0 bis 0.3 mm Spalthöhe ist auch die Umkehr des magnetischen Flusses bei großen negativen Strömen gut zu erkennen. Das aufgebaute Magnetfeld der Spule übersteigt das der Magnete. Als Resultat steigt die Anziehungskraft wieder an. Dieser Bereich muss vermieden werden, da das mathematische Modell des Reglers die Wirkungsumkehr nicht abbildet, ein Absturz aus dem stabilen Schwebezustand wäre die Folge.

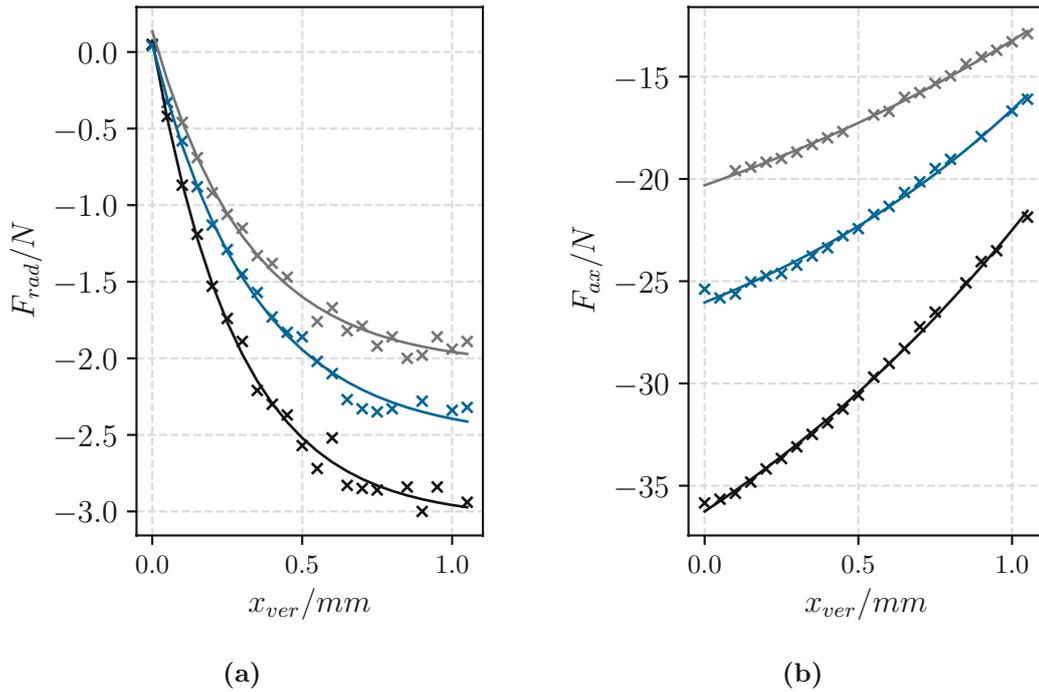
Der Arbeitspunkt wird bei 0.2 mm gewählt. In diesem Bereich ist eine große Steigung der Kraft bei Variation des Stromes bzw. der Position gegeben. Dadurch resultiert ein dynamisches System, welches in der Lage ist, schnell auf Störungen zu reagieren. Bei größeren Spaltabständen sinkt die axiale Kraft drastisch ab, während bei kleineren Spaltabständen im Störfall die Gefahr eines metallischen Kontaktes besteht. Gerade in der Entwicklungsphase und für die Tests des Reglersystems wurde daher ein zu kleines Spaltmaß verworfen. Aus Gründen der Effizienz ist der Arbeitspunkt bei einem Strom von 0 A angesiedelt.

### 5.1.7 Radialkraft-Simulation

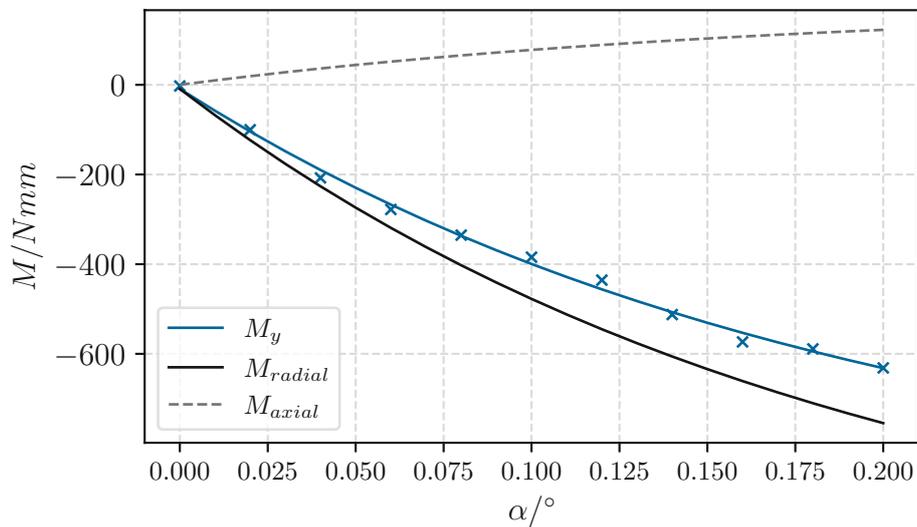
Für die Radialkraft-Simulation wird der Rotor in X-Richtung aus der Symmetrieachse verschoben. Da der Rotor aufgrund der Verschiebung nicht mehr symmetrisch bezüglich der Z-Achse angeordnet ist, besteht bei dieser Simulation nicht die Möglichkeit, die 22-fache Symmetrie der Lagergeometrie zu nutzen. Eine Verschiebung der Rotorrillen in der XY-Ebene kann durch Drehen des Bezugssystems immer in eine radiale Verschiebung in einer Achse transformiert werden. In der Simulation wird daher die halbe Symmetrie ausgenutzt. Das halb-symmetrische Simulationsmodell beinhaltet 741 807 Elemente.

Aufgrund der stark gestiegenen Rechenzeit (im Vgl. zur Axialkraft-Simulation 40 min/Simulation zu 4 min/Simulation) erfolgt die Radialkraft-Berechnung ohne Variation des in den Spulen fließenden Stromes. Weiters wird nur ein enger Bereich rund um den optimalen Arbeitspunkt in Z-Richtung betrachtet. Die Simulation dient rein der Charakterisierung des Magnetlagers sowie als Basis für die Steifigkeitsberechnung des Lagers. Die Ergebnisse fließen weder in die Matlab/Simulink Simulation noch in den am Mikrocontroller realisierten Regelkreis ein. Weiters liefert die Radialkraft-Simulation Daten, die für die Modalanalyse (siehe Unterkapitel 5.2) benötigt werden.

In Abbildung 5.8a ist die Ausprägung der radialen Rückstellkraft  $F_{rad}$  dargestellt. Ein zu Beginn starker Anstieg wird bei weiterer Vergrößerung der radialen Auslenkung gebremst. Bei einer zu großen radialen Verschiebung  $x_{ver}$  wird die überdeckende Fläche der Rillen zu klein, eine Verringerung der radialen als auch der axialen Kraft ist die Folge. Die radiale Verschiebung muss im Regelbetrieb im kleinen Rahmen ( $x_{ver} < 0.5$  mm) gehalten werden, da sonst ein sicherer Betrieb nicht gewährleistet werden kann. Bei konstanter Spaltgröße  $z_S$  sinkt - bei Vergrößerung der radialen Verschiebung - auch die axiale Kraft  $F_{ax}$ , da die notwendige überdeckende Fläche ebenfalls reduziert wird bzw. sich aufgrund der Verschiebung der Weg im Luftspalt vergrößert. Dieser Zusammenhang ist der Abbildung 5.8b zu entnehmen. Gut zu sehen ist auch die vergrößerte Streuung bei einer erhöhten radialen Verschiebung. Dieser Umstand ist auf die Neuvernetzung nach jeder Verschiebung zurückzuführen. Bei kleiner werdenden Überdeckungsflächen spielt trotz des sehr feinen Meshs (maximale Elementlänge von 0.05 mm im Bereich der Rillen) die Lage der Netzpunkte eine bedeutende Rolle für die Berechnung. Der Vergleich der beiden Kurven zeigt weiters einen Unterschied von beinahe einer Zehnerpotenz zwischen den wirkenden Kräften  $F_{ax}$  und  $F_{rad}$ .



**Abbildung 5.8** Verlauf der Radialkraft  $F_{rad}$  in Abhängigkeit zur radialen Verschiebung  $x_{ver}$  bei unterschiedlichen axialen Spaltpositionen  $z_S$  (schwarz = 0.15 mm, blau = 0.2 mm, grau = 0.25 mm) (a). Einfluss der radialen Verschiebung  $x_{ver}$  auf die axiale Kraft  $F_{ax}$  (b). Die Diagramme beziehen sich auf ein einzelnes Magnetlager.



**Abbildung 5.9** Die blaue Kurve stellt das auf den Rotor wirkende gesamte Drehmoment  $M_y$  in Folge der Verkippung  $\alpha$  dar. Das theoretische Moment  $M_{radial}$  aufgrund der wirkenden Radialkraft  $F_{rad}$  entspricht der schwarzen Kurve. Die grau strichlierte Kurve spiegelt das berechnete sich selbst verstärkende Moment  $M_{axial}$  aufgrund des ungleichmäßigen Spaltabstandes in Z-Richtung wider.

Abbildung 5.9 zeigt das Moment  $M_y$  (blaue Kurve) bezogen auf den Schwerpunkt des Rotors, welches bei einer Verkipfung  $\alpha$  (positive Zählrichtung beachten  $\hat{=}$  Drehung gegen den Uhrzeigersinn) des gesamten Rotorsystems um die Y-Achse auftritt. Im Gegensatz zur Radialkraft-Berechnung erfolgt in diesem Berechnungsfall eine Verkipfung des gesamten Rotorsystems um den Schwerpunkt ohne eine zusätzliche translatorische Verschiebung. In dieser Betrachtung zeigt sich ein ähnlicher Verlauf wie in Abbildung 5.8a. Durch die Länge des Rotors kann dieses Moment beeinflusst werden, da sich der Hebelarm zwischen dem Schwerpunkt und dem Kraftangriffspunkt ändert. Es ist jedoch zu berücksichtigen, dass eine Verkipfung  $\alpha$  um den Schwerpunkt bei einem längeren Rotor zu einer größeren Auslenkung der Rotorrillen in radialer Richtung führt. Der maximal zulässige Verkipfungswinkel, bei dem die Funktionsfähigkeit des Lagersystems noch gegeben ist, reduziert sich dadurch. Die Annahme des Drehmittelpunktes im Schwerpunkt ist nur bei Betrachtung eines Lagersystems mit zwei Magnetlagern zulässig. Das in Abbildung 5.9 berechnete Drehmoment ist daher das gesamte aus dem oberen und unteren Magnetlager addierte Drehmoment.

Mit Hilfe des gleichen Simulationsmodells werden ebenfalls die beiden Momente  $M_{radial}$  und  $M_{axial}$  für die Überprüfung der im Unterkapitel 4.2 beschriebenen Formel (4.8) berechnet. Das in der Simulation berechnete Moment  $M_y$  entspricht dabei dem gesamten auf den Rotor wirkenden Moment um den Schwerpunkt (siehe Formel (5.16)).

$$M_y = M_{radial} + M_{axial} \quad (5.16)$$

Weiters kann mit Hilfe der berechneten Radialkraft durch Formel (4.4) auf das Moment  $M_{radial}$  geschlossen werden. Umformen und Einsetzen in Formel (5.16) ergibt das durch die ungleichmäßige Verteilung der Axialkraft auftretende Moment  $M_{radial}$  in Folge einer Verkipfung. Dabei muss für eine Selbststabilisierung des Rotors  $M_{radial}$  durchgehend größer als der Betrag von  $M_{axial}$  sein, d.h. das berechnete Gesamtmoment  $M_y$  muss zu jedem Zeitpunkt der Verkipfung entgegenwirken und somit ein entgegengesetztes Vorzeichen zum Verkipfungswinkel aufweisen.

### 5.1.8 Berechnung der Lagersteifigkeit

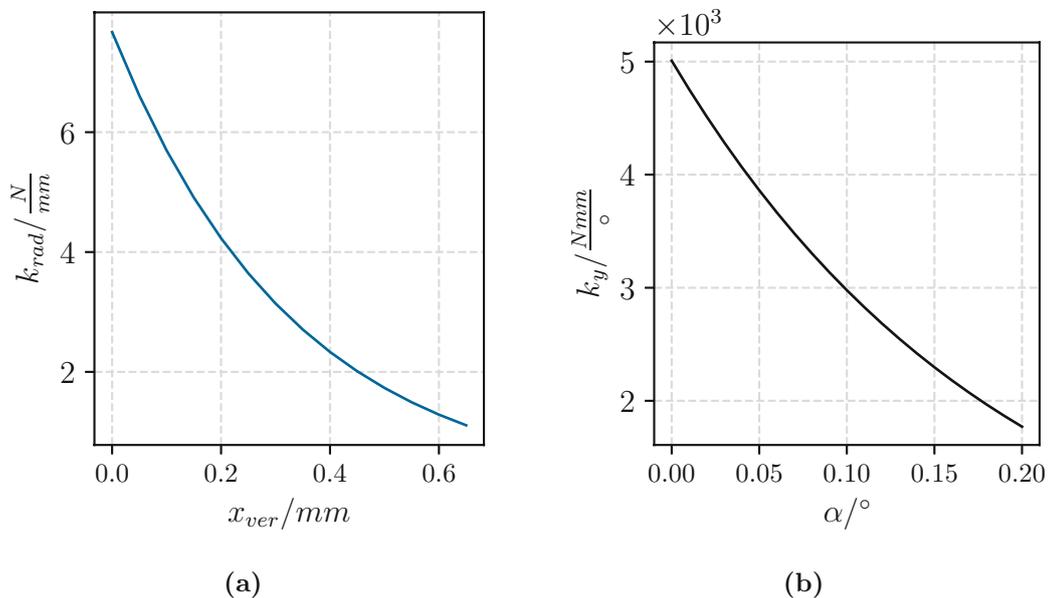
Eine wichtige Kenngröße stellt die Steifigkeit des Magnetlagers dar. Sie gibt Aufschluss über die Entwicklung der Kraft bzw. den Moment im Falle einer Änderung der Rotorposition bzw. des Spulenstromes. In radialer Richtung ist die Steifigkeit von der radialen Verschiebung und dem Spulenstrom abhängig. Damit die Funktionsweise des Lagersystems gewährleistet ist, muss die radiale Steifigkeit entgegen der radialen Verschiebung wirken. Ähnlich verhält es sich

mit der Drehsteifigkeit um die Y-Achse, die einer Verkipfung des Rotors entgegenwirken muss.

$$k_{rad} = \frac{\partial F_{rad}}{\partial x_{ver}} \quad (5.17)$$

$$k_y = \frac{\partial M_y}{\partial \alpha} \quad (5.18)$$

Beide Steifigkeiten werden durch die Formel (5.17) und (5.18) beschrieben. Die Steifigkeiten besitzen eine Abhängigkeit vom fließenden Strom in den Spulen, da sich durch eine Stromänderung ebenfalls die Flussdichte im magnetischen Kreis ändert. Da weder der Verkipfungswinkel noch die radiale Verschiebung einer aktiven Messung unterliegt, wird die Steifigkeitsanpassung durch eine gezielte Bestromung der Lager in der vorliegenden Arbeit nicht weiterverfolgt. Durch die aktive Beeinflussung der radialen Steifigkeit und Drehsteifigkeit geht eine starke Erhöhung der Komplexität des Regelkreises mit einher, da eine Bestromung zum Zwecke der Steifigkeitsanpassung auch die aktuelle axiale Position des Rotors stark beeinflusst. Zusätzlich ist eine erhöhte Anzahl an Sensoren notwendig, um die radiale Position messen zu können.

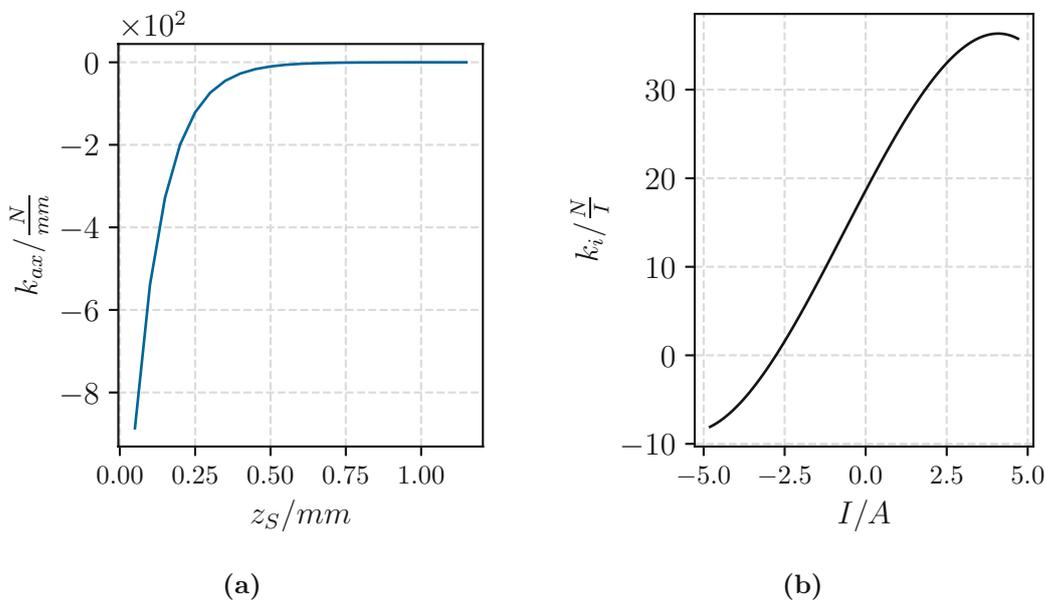


**Abbildung 5.10** Radiale Steifigkeit  $k_{rad}$  eines einzelnen Magnetlagers, betrachtet bei einem Spaltabstand  $z_S$  von 0.2 mm (a). Drehsteifigkeit  $k_y$  des Magnetlagerverbundes, bei  $z_S$  von 0.2 mm (b).

Abbildung 5.10 zeigt die Verläufe der radialen Steifigkeit  $k_{rad}$  sowie der Drehsteifigkeit  $k_y$  bezüglich des Drehmittelpunkts der Verkipfung (Schwerpunkt des Rotorsystems). Im Gegensatz zu anderen Lagersystemen

weist das Magnetlager eine geringe radiale Steifigkeit auf. Dieser Umstand reduziert die Einsatzmöglichkeiten des Magnetlagers. Gerade im Falle von Rotationsenergiespeichern stellt die geringe radiale Steifigkeit jedoch kein Ausschlusskriterium dar, da bei dieser Anwendung mit keinen großen Kräfteinbringungen in radialer Richtung zu rechnen ist.

Zusätzlich zu den genannten Steifigkeiten kann noch die axiale Steifigkeit berechnet werden (siehe Formel (5.19) und (5.20)). Da in axialer Richtung die Kraft auch aktiv mit dem Spulenstrom verändert wird, erfolgt hier eine Unterteilung in  $k_{ax}$ , bei der die Abhängigkeit der axialen Steifigkeit von der Position betrachtet (siehe Abbildung 5.11a) wird, und  $k_i$ , die eine Aussage zur Steifigkeit aufgrund der Stromvariation trifft (siehe Abbildung 5.11b). Die negativen Steifigkeitswerte im Bereich von -5A bis -3A bei der stromabhängigen Steifigkeit zeigen die Notwendigkeit der Strombegrenzung, da hier eine Wirkungsumkehr stattfindet. Die Betrachtung der axialen Steifigkeit des Magnetlagers kann nicht zum Vergleich mit anderen Systemen herangezogen werden. Sie ist stark vom verwendeten Rotorgewicht abhängig, da keine magnetische Vorspannung verwendet wird. Im Gegensatz zu den bereits genannten Steifigkeitswerten ist die axiale positionsabhängige Steifigkeit  $k_{ax}$  destabilisierend, d.h. sie hat einen verstärkenden Effekt. Dieser Umstand wird durch das negative Vorzeichen zum Ausdruck gebracht.



**Abbildung 5.11** Axiale Steifigkeit  $k_{ax}$  bei einer symmetrischen Anordnung ( $x_{ver} = 0.0$  mm) (a). Stromabhängige axiale Lagersteifigkeit  $k_i$  bei einem Lagerspalt  $z_S$  von 0.2 mm (b). Das negative Vorzeichen weist auf eine destabilisierende Wirkung hin. Die Diagramme beziehen sich auf ein einzelnes Magnetlager.

$$k_{ax} = \left. \frac{\partial F_{ax}}{\partial z_S} \right|_{i=0} \quad (5.19)$$

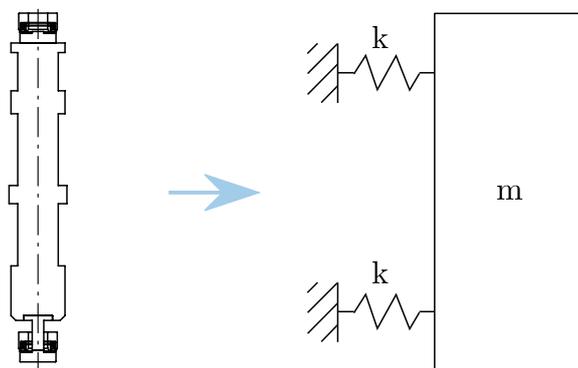
$$k_i = \left. \frac{\partial F_{ax}}{\partial i} \right|_{z_s=0.2} \quad (5.20)$$

Für die Berechnung der beiden axialen Steifigkeiten werden die Simulationsergebnisse aus Unterkapitel 5.1.6 herangezogen, während die Berechnung der radialen Steifigkeit sowie die Drehsteifigkeit auf den Ergebnissen der Radialkraft-Simulation (siehe Unterkapitel 5.1.7) aufgebaut werden.

## 5.2 Modalanalytische Betrachtung des Rotorsystems

Aufgrund der geringen Steifigkeit des Lagersystems ist die Betrachtung des Schwingungsverhaltens des Rotorsystems von wesentlicher Bedeutung. Neben der Eigenfrequenz des Rotors (elastische Verformung innerhalb des Rotors) stellt das Schwingungsverhalten des gesamten Rotorsystems im Resonanzfall eine wichtige Information dar (Starrkörper-Modi). Als Starrkörper-Modi werden jene auftretenden translatorischen und rotatorischen Schwingungen bezeichnet, die ohne eine signifikante innere Deformation bei Resonanzfrequenzen auftreten. Diese Eigenmodi treten üblicherweise bei sehr geringen Frequenzen auf und können durch eine stabile, steife Lagerung im Normalfall leicht unterdrückt bzw. überwunden werden.

Aufgrund der geringen Steifigkeit des Magnetlagers ist die Information über das Verhalten des Rotors im Bereich der auftretenden Eigenfrequenzen eine zentrale Aussage für den Einsatzbereich des Lagersystems.



**Abbildung 5.12** *Mechanisches Ersatzmodell zur Eigenfrequenz-Berechnung*

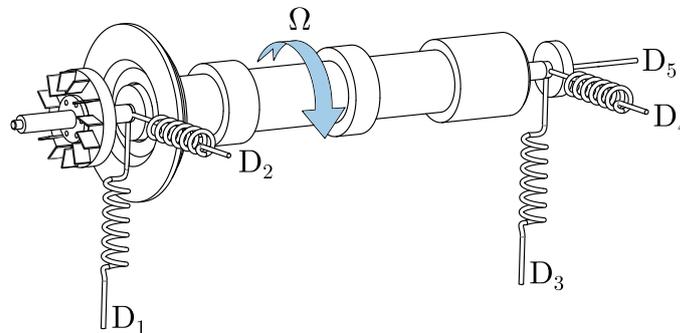
Eine erste Abschätzung des ersten Starrkörper-Modes kann relativ leicht anhand eines Ersatzmodells getroffen werden. Dabei wird das Rotor-Magnetlager-System als Ein-Massen-Schwinger ohne Dämpfer modelliert

(siehe Abbildung 5.12). Das Fehlen eines Dämpfers spiegelt die Realität sehr gut wider. Die im Resonanzfall auftretenden Amplituden und Geschwindigkeiten sind sehr klein, die dämpfende Wirkung des umgebenden Mediums (Luft) kann daher vernachlässigt werden. Das Lagersystem weist keine zusätzliche Dämpfung auf. Als weitere starke Vereinfachung wird die Steifigkeit als lineare Federsteifigkeit angenommen (Hookesches Gesetz). Das Rotor-Magnetlager-System kann unter Berücksichtigung der getroffenen Vereinfachungen wie in Formel (5.21) dargestellt werden.

Durch das Lösen der Bewegungsgleichung, welche in der Form einer einfachen homogenen Differentialgleichung vorliegt, kann die ungedämpfte Eigenfrequenz berechnet werden. Umgeformt ergibt sich die Eigenfrequenz zu Formel (5.21).

$$f_1 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.21)$$

Für eine angenommene radiale Steifigkeit von 6 N/mm pro Lager (siehe Unterkapitel 5.1.8 - der Annahme liegen Messungen der radialen Verschiebung während des Hochdrehens zugrunde) und einer Rotormasse von 4.741 kg ergibt sich eine Eigenfrequenz von ca. 8 Hz. Die Anregung dieses Resonanzfalles kann durch eine Drehzahl des Rotors um 480 U/min geschehen.

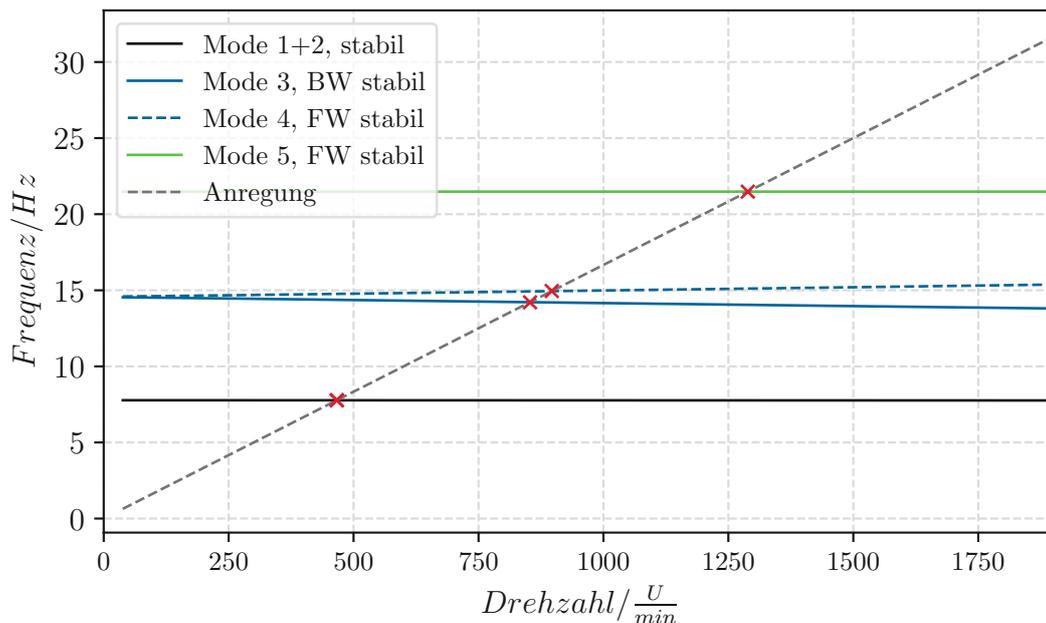


**Abbildung 5.13** Schematische Darstellung der Lagermodellierung in ANSYS für die Modalanalyse

Die Betrachtung der weiteren Resonanzfälle erfolgt mithilfe einer 3D-FEM-Simulation in der Workbench Simulationsumgebung von ANSYS. Dabei wird auch der Einfluss der Drehzahl in der Berechnung berücksichtigt (Kreiselkräfte). Neben der Eruiierung der Drehzahlbereiche, die eine Anregung der Eigenfrequenzen nach sich ziehen können, kann anhand der Simulation auch eine Aussage über die Schwingungsformen der Eigenmodi getroffen werden. Gewisse Schwingungsformen können die Messung der Position und der Geschwindigkeit beeinflussen und müssen daher vermieden werden. Generell gilt es, Resonanzbereiche zu meiden bzw. schnell zu durchfahren,

da es sonst im ungünstigsten Fall zum totalen Versagen des Lagersystems aufgrund einer zu großen radialen Auslenkung oder einer falschen Position- und Geschwindigkeitsmessung kommen kann.

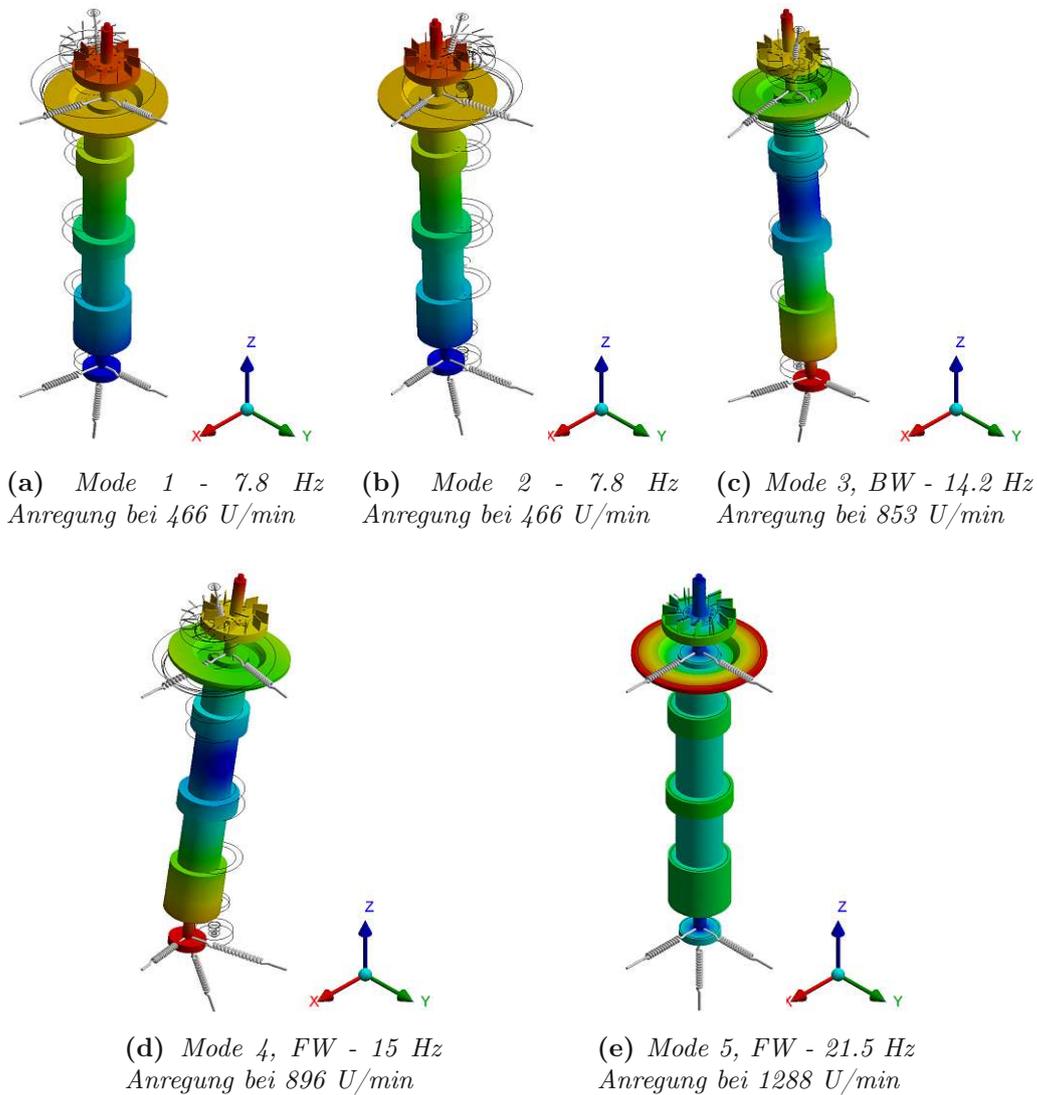
In der Simulationsumgebung kann der nichtlineare Verlauf der radialen Steifigkeit des Magnetlagers nicht abgebildet werden. Ähnlich der Abschätzung der ersten Eigenfrequenz wird die radiale Steifigkeit anhand von vier Federn mit einer Steifigkeit von 6 N/mm pro Feder modelliert (D1, D2, D3, D4 in Abbildung 5.13). Die axiale Richtung wird in der Simulation als fixiert angenommen (D5), da eine auftretende Schwingung in Z-Richtung durch die aktive Regelung unterbunden wird. Diese Vereinfachung der Steifigkeit stellt für die Starrkörper-Modi eine Einschränkung der Genauigkeit dar. Bei Eigenfrequenzen mit Verformungen sind die wirkenden inneren Kräfte im Vergleich zu den vorhandenen radialen Lagerkräften um ein Vielfaches höher, sodass der durch die Annahme des linearen Weg-Kraft Zusammenhanges auftretende Fehler vernachlässigbar ist.



**Abbildung 5.14** Campbell-Diagramm des Rotorsystems bis zu einer Drehzahl von 1900 U/min. Resonanzfälle bei: 7.8 Hz - 466 U/min , 14.2 Hz - 853 U/min, 14.9 Hz - 896 U/min und 21.5 Hz - 1288 U/min

Die berechnete Eigenfrequenz (8 Hz mit einer Anregung bei 480 U/min) und die simulierten Werte (7.8 Hz mit einer Anregung bei 466 U/min) stimmen sehr gut überein. Zusätzlich konnte eine Eigenfrequenz in diesem Bereich auch bei Messungen am Teststand festgestellt werden (siehe Unterkapitel 8.4). In Abbildung 5.14 ist das Campbell-Diagramm für den Drehzahlbereich von 0 - 2000 U/min dargestellt. Bei genauer Betrachtung der Simulationsergebnisse

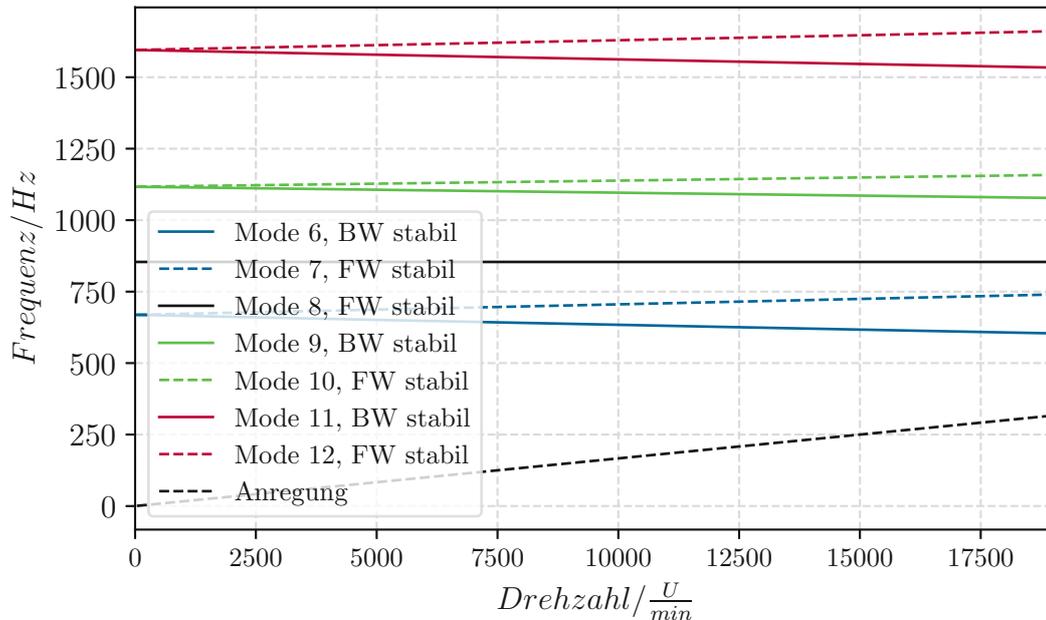
stellt sich die Eigenfrequenz bei 466 U/min als doppelte Eigenfrequenz mit einer um 90° verdrehten Schwingungsform dar (siehe Abbildung 5.15a und 5.15b). Oberhalb dieser doppelten Eigenfrequenz treten bis 2000 U/min noch drei weitere Resonanzfälle auf, der dritte und vierte Resonanzfall sind ebenfalls den Starrkörper-Modi zuzuordnen. Der fünfte Resonanzfall beschreibt eine Drehschwingung um die Z-Achse. Die genauen Schwingungsformen sind der Abbildung 5.15 zu entnehmen. Die Betrachtung des Realteils der Eigenfrequenzen zeigt, dass alle fünf Resonanzfälle stabil sind und daher die kritischen Drehzahlen durchfahren werden können (Realteil < 0 bei der Resonanzdrehzahl).



**Abbildung 5.15** Schwingungsformen der ersten 5 Eigenmodi des Rotorsystems.

Oberhalb einer Drehzahl von 1900 U/min sind keine kritischen Drehzahlen zu finden (siehe Abbildung 5.16). Die weiteren auftretenden Eigenfrequenzen mit innerer Verformung (Modi 6-12) stellen für den Betrieb des Lagers bis

19000 U/min kein Problem dar, da sie durch die Rotation nicht angeregt werden. In Abbildung 5.16 ist auch die Gabelung der Eigenmodi in Backward Whirl (BW) und Forward Whirl (FW) zu sehen. Die Eigenfrequenzanalyse zeigt, dass keine der auftretenden Resonanzfälle eine Verfälschung der Positions- und Geschwindigkeitsmessung hervorrufen können, da es in keinem der fünf Resonanzfälle zu einer axialen Verformung der Messrillen kommt.



**Abbildung 5.16** Campbell-Diagramm des Rotorsystems im Drehzahlbereich von 2000 bis 19000 U/min

### 5.3 Thermische Simulation der Magnetlager

Die thermischen Simulationen dienen zur Bestimmung der sich stationär einstellenden Temperaturen an den Lagern. Der vorhandene Infrarot-Temperatursensor wird für die Temperaturüberwachung am unteren Lager herangezogen. Der Aufbau des Lagerteststandes erlaubt keine direkte Temperaturkontrolle des oberen Lagers. Aufgrund der Anbindung des oberen Lagers an das Gehäuse durch einen Flansch aus PE Kunststoff stellt dieses Lager jedoch das kritische Bauteil dar. Der vorhandene Temperatursensor dient zur Überprüfung der Simulation. Zusätzlich brachte die thermische Simulation Erkenntnisse über die Wärmeverteilung während der Auslegung des Teststandes. In der Entwicklungsphase wurden die benötigten Stromangaben für die beiden Lager aus den Matlab/Simulink-Simulationen entnommen, während für die endgültigen, hier präsentierten Ergebnisse die Ströme auf Basis des Teststandes herangezogen werden.

Für die thermische Simulation wird das gesamte Lagersystem in COMSOL Multiphysics abgebildet, da vor allem das Gehäuse aus Aluminium eine gute Wärmeleitfähigkeit besitzt und somit zur Wärmeableitung beiträgt. Aufgrund der geringen thermischen Masse der Magnete im Vergleich zum Gesamtsystem werden die Zylindermagnete durch einen Kreisring idealisiert, sodass das System als 2D axialsymmetrisch abgebildet werden kann. Tabelle 5.2 beinhaltet die notwendigen Materialeigenschaften für die thermische Simulation. Eigenschaften, die nicht in Materialdatenblättern zu finden sind, werden mit üblichen Materialkennwerten angenommen.

	Wärmeleitf. $\lambda / \frac{W}{m \cdot K}$	spez. Wärmekap. $c_p / \frac{J}{kg \cdot K}$
Luft*	0.02-0.1 (Fkt)	1050-1250 (Fkt)
Kupfer*	310	385
Aluminium [57]	195	896
1.6957**	42.6	470
1.7225 [58]	42.6	470
PE1000 [59]	0.4	1.9
Magnete [60]	8.5	440

**Tabelle 5.2** *Materialkennwerte für die thermischen Simulationen. Kenndaten von Materialien mit \* werden durch Werte oder Funktionen aus der COMSOL Materialdatenbank abgebildet. Mit \*\* gekennzeichnete Werte stellen eine Annahme aufgrund fehlender Daten dar.*

Die Simulation wird für mehrere unterschiedliche Randbedingungen durchgeführt. Dazu zählen neben dem stationären Schwebezustand ebenfalls die Abbildung des drehenden Zustandes, da damit ein höherer Strom in den Spulen mit einhergeht. Die Simulationen werden sowohl mit Luft als umgebendes Medium durchgeführt als auch in Vakuum, bei dem der Wärmeaustausch nur über thermische Strahlung stattfinden kann. Die Höhe des Stromes in den Spulen wird am Prototyp bestimmt. Da der genaue Stromverlauf nicht 1:1 im FEM-Modell abgebildet werden kann, wird hier der Effektivwert des berechneten Stromes verwendet. Eine Plausibilitätskontrolle sowie Erörterung der Effektivwertberechnung finden sich im Unterkapitel 8.3. Tabelle 5.3 listet die berechneten Effektivwerte für die unterschiedlichen Simulationsszenarien auf. Alle Simulationen werden bei einer Umgebungstemperatur von 20° C durchgeführt. Die Simulation berücksichtigt keine Luftströmungen, die aufgrund der Rotation des Rotorsystems eine zusätzliche Kühlung bewirken.

Die stationären Simulationen zeigen für alle vier Randbedingungen keine nennenswerte Erwärmung an den Lagern. Die Simulationsergebnisse decken sich ebenfalls mit den durchgeführten Temperaturmessungen (siehe Unterkapitel 8.3). Für den thermisch ungünstigsten Fall (Vakuum und drehend) ergibt sich eine

maximale Erwärmung am oberen Lager von 0.4° C. Die weiteren Ergebnisse der Simulationen können Tabelle 5.4 entnommen werden.

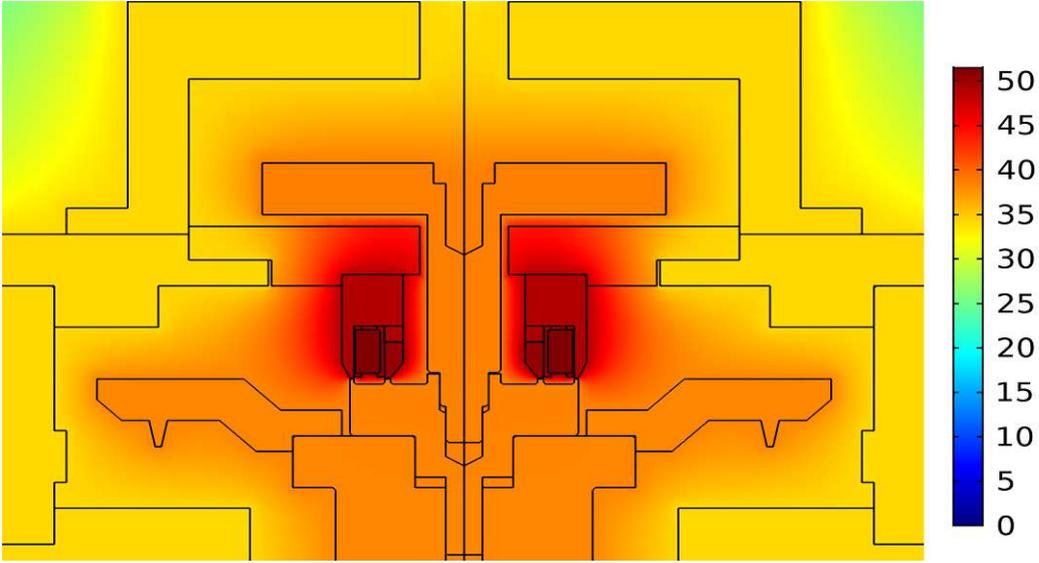
	Umgebung	Rotation	Strom/Lager
<b>Studie 1</b>	Luft	nein	0.035 A
<b>Studie 2</b>	Vakuum	nein	0.035 A
<b>Studie 3</b>	Luft	ja	0.06 A
<b>Studie 4</b>	Vakuum	ja	0.06 A

**Tabelle 5.3** Einteilung der thermischen Simulationen nach den vorherrschenden Randbedingungen

	$\Delta T$ oberes Lager/°C	$\Delta T$ unteres Lager/°C	$\Delta T$ Rotor/°C
<b>Studie 1</b>	<0.1	<0.1	<0.1
<b>Studie 2</b>	0.1	<0.1	<0.1
<b>Studie 3</b>	0.3	0.2	0.2
<b>Studie 4</b>	0.4	0.2	0.2

**Tabelle 5.4** Erwärmung der beiden Lager bzw. des Rotors bei den unterschiedlichen Simulationsstudien

Bei einer gewollten Arbeitspunktverschiebung kann über längere Zeit ein erhöhter Stromfluss in den Spulen notwendig werden. Wird angenommen, dass eine Erhöhung des ohmschen Widerstands der Spulen aufgrund eines Temperaturanstieges um 20 Prozent noch toleriert werden kann, darf sich das Lager maximal um 51 °C erwärmen. Dies entspricht einem andauernden Stromfluss von zirka 0.8 A im Lager. Hier stellt wiederum das obere Lager (mechanische Anbindung über einen Kunststoffflansch) das begrenzende Bauteil dar. Während sich dieses um 50 °C erwärmt, erfährt das untere Lager eine Temperaturerhöhung um 34 °C. Mit dem aus thermischer Sicht auf  $\pm 0.8$  A begrenzten Stromfluss lässt sich der Arbeitspunkt dauerhaft zwischen 0.1 mm und 0.35 mm verschieben, sofern das Lager mit Luft als Umgebungsmedium betrieben wird. Die Temperaturverteilung ist für diesen Fall in Abbildung 5.17 und Abbildung 5.18 dargestellt. Sehr gut ist die erhöhte Temperatur des oberen Lagers zu erkennen, welche aufgrund des schlechteren Wärmeleitkoeffizienten des PE-Werkstoffes verursacht wird.



**Abbildung 5.17** Temperaturverteilung des oberen Lagers/ $\Delta T$  in Relation zur Umgebungstemperatur ( $20^{\circ}\text{C}$ ), bei  $I=0.8\text{ A}$



**Abbildung 5.18** Temperaturverteilung des unteren Lagers/ $\Delta T$  in Relation zur Umgebungstemperatur ( $20^{\circ}\text{C}$ ), bei  $I=0.8\text{ A}$

Wird das Lager im absoluten Vakuum (reine Strahlungswärme) betrieben, reduziert sich aus thermischer Sicht der maximale Strom auf  $\pm 0.7$  A, wodurch sich ein möglicher stationärer Arbeitspunkt im Bereich von 0.015 mm bis 0.3 mm ergibt. Hier ist anzumerken, dass dieser Fall als Worst-Case-Szenario herangezogen werden kann, da absolutes Vakuum aus technischer Sicht weder möglich noch sinnvoll ist.

Die Temperaturerhöhungen sind im Dauerbetrieb auch bei einer dauerhaften Arbeitspunktverschiebung für die verwendeten Materialien kein Problem. Auf eine zusätzliche aktive Kühlung kann daher verzichtet werden.



# Kapitel 6

## Optisches Positions- und Geschwindigkeitsmesssystem

Für die Bestimmung der aktuellen Rotorposition und der Rotorgeschwindigkeit wird ein optisches Messsystem verwendet. Dieses Kapitel widmet sich dem Aufbau des Sensorsystems, der verwendeten Filtertechnik sowie der Quantifizierung des Messsystems.

### 6.1 Anforderungen an das Messsystem

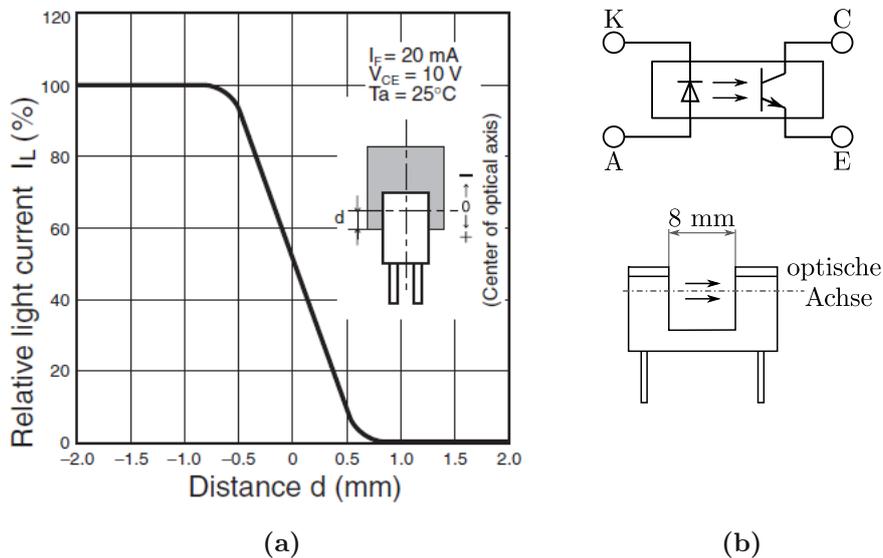
Aufgrund der andauernden Instabilität des Lagersystems und des geringen Spaltabstandes von 0.2 mm im Arbeitspunkt werden hohe Anforderungen an das Messsystem gestellt:

- **Schnelligkeit:** Etwaige auftretende Störungen und Überschwingungen müssen vom Messsystem rasch erkannt werden, sodass ein Gegensteuern des Regelkreises noch Wirkung zeigt.
- **Rauschverhalten:** Um einerseits eine stabile Position des Rotors zu etablieren und andererseits den Stromverbrauch des gesamten Lagersystems zu reduzieren, ist es wichtig, ein möglichst geringes Rauschen am Reglereingang zu haben.
- **Linearität:** Die Linearität der verwendeten Sensoren ist für die Genauigkeit der Messung von großer Bedeutung. Insbesondere im Bereich um den Arbeitspunkt ist eine hinreichende Linearität notwendig, da eine nachträgliche Korrektur am Mikrocontroller aufgrund der notwendigen Rechenzeit nicht durchführbar ist.
- **Driftverhalten:** Das Driftverhalten des Sensorsystems kann, sofern der Drift nicht zu schnell erfolgt, softwaretechnisch gut egalisiert werden (siehe Unterkapitel 7.1.4). Ein anfänglich auftretender zu rascher Drift kann jedoch das Reglerverhalten negativ beeinflussen und sollte daher vermieden werden.

- **Störungsresistenz:** Das Sensorsystem muss in unmittelbarer Nähe des Magnetlagers zuverlässig arbeiten. Magnetische Streuflüsse dürfen das Positions- als auch das Geschwindigkeitssignal nicht bzw. nur im geringen Ausmaß beeinflussen.
- **Vakuumtauglichkeit:** Die Sensoren befinden sich im evakuierten Bereich des Teststandes. Das Sensorsystem muss demzufolge den Anforderungen der Vakuumtauglichkeit genügen.
- **Kosten:** Im Fokus der Entwicklung dieses Magnetlagers steht die Reduktion der Gesamtkosten im Vergleich zu anderen aktiv geregelten Magnetlagern. Der Einsatz einer möglichst kostengünstigen Sensorik trägt dazu bei, die Kosten des Gesamtsystems gering zu halten.

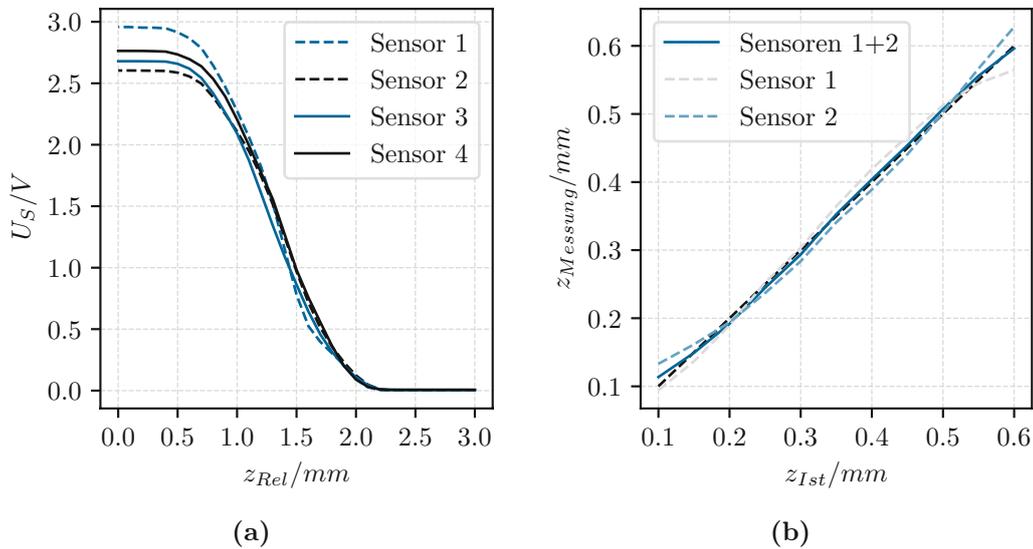
## 6.2 Systemaufbau und Beschreibung

Die Entscheidung, ein optisches Messsystem zu verwenden, ist in erster Linie dem Punkt der Störungsresistenz geschuldet. Wirbelstromsensoren oder auch induktive Sensoren arbeiten selbst mit einem Magnetfeld. Ein vorhandenes äußeres und veränderliches Magnetfeld kann die Messung stören und somit die Messergebnisse verfälschen. Außerdem sind derartige Sensoren verhältnismäßig kostenintensiv, sofern sie in Industriequalität zum Einsatz kommen.



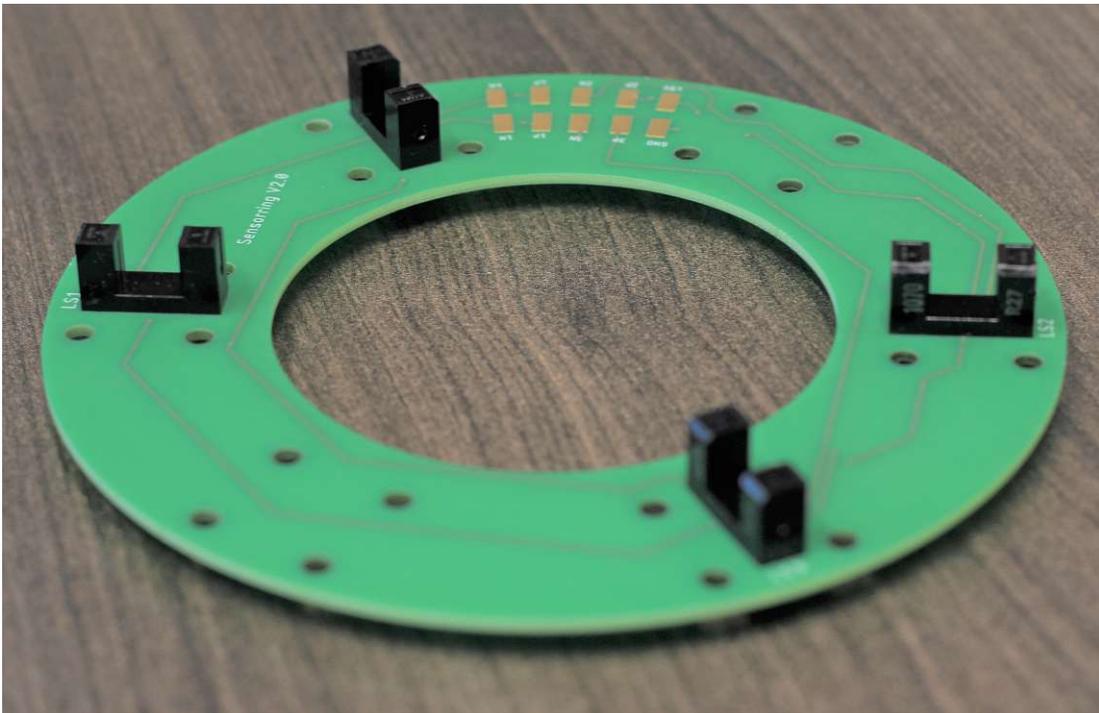
**Abbildung 6.1** Abhängigkeit des relativen Lichtstromes und der Position einer zwischen der LED und dem Fototransistor angeordneten Blende [61] (a). Abmessungen sowie elektrisches Schaltbild des optischen Sensors (b).

Als Basis des Messsystems wurde ein optischer Sensor gewählt, da erste Versuche mit einem einfachen und kostengünstigen Fototransistor vielversprechende Erfolge erzielt haben. Das Sensorsystem besteht aus vier zirkular angeordneten transmissiven Fotosensoren der Firma OMRON [61]. Der Aufbau der verwendeten Sensoren ist sehr einfach. Einer Infrarot-LED mit einer mittleren emittierenden Wellenlänge von 940 nm ist ein Fototransistor gegenüber gestellt. Der fließende Strom im Fototransistor ist indirekt proportional zu der am Sensor verdeckten Sensorfläche (siehe Abbildung 6.1a). Eine am Rotor angebrachte Messrille wirkt als Blende zwischen der Infrarot-LED und dem Fototransistor, sodass eine positionsabhängige Abschirmung der Sensorfläche erfolgt. Dem Datenblatt des Sensors [61] ist ein in einem weiten Bereich linearer Zusammenhang zu entnehmen. Um Schwankungen der Geradensteigungen auszugleichen, wurden alle vier optischen Sensoren einzeln vermessen. Es stellte sich dabei, wie in Abbildung 6.2a zu sehen ist, eine schlechtere Linearität und ein Offset im maximalen Spannungsniveau der einzelnen Sensoren heraus, als dies im Datenblatt angegeben ist. Durch die getrennte Verarbeitung (unterschiedliche Offset- und Steigungswerte für jeden Sensor) und Filterung jedes einzelnen Sensors können dennoch eine hinreichende Linearität und Genauigkeit, wie in Abbildung 6.2b dargestellt, erreicht werden. Die gegenüber dem Datenblatt größeren Abweichungen stellen keine Einschränkung dar. Durch die Positionierung der optischen Achsen der Sensoren in der Mitte des Messbereichs wird der Bereich der Nichtlinearitäten vermieden.



**Abbildung 6.2** Streuung der optischen Sensoren -  $z_{Rel}$  entspricht der relativen Position,  $U_S/V$  der gemessenen Spannung am Shunt-Widerstand (a). Vermessung der Positionssensoren im verbauten Zustand -  $z_{Ist}$  gibt die tatsächliche Rotorposition bzw. Spaltbreite an, während  $z_{Messung}$  die anhand der Positionssensoren gemessene Position des Rotors erfasst (b).

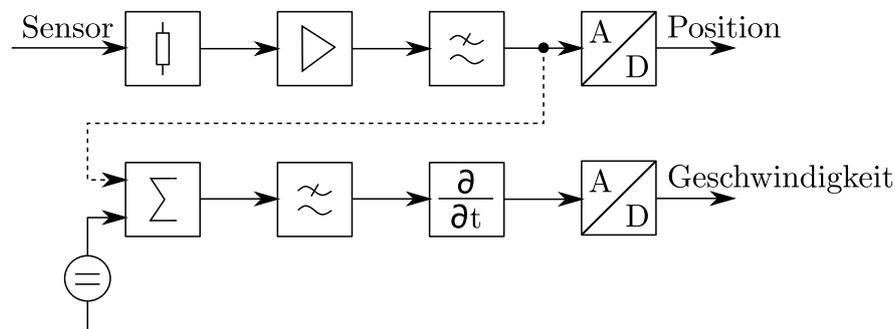
Von den vier verwendeten Sensoren sind zwei für die Positionsmessung und zwei für die Geschwindigkeitsbestimmung zuständig. Die Anordnung der Sensoren (siehe Abbildung 6.3) ist zirkular, jeweils um  $60^\circ$  verdreht. Positions- und Geschwindigkeitssensoren sind abwechselnd angeordnet. Die Messscheibe weist einen relativ großen Durchmesser von 100 mm auf. Bei einer Verkippung des Rotors würde aufgrund der Hebelwirkung der Messscheibe die Position des Rotors verfälscht gemessen werden. Durch die Anordnung der Sensoren im  $180^\circ$  Winkel zueinander, kann ein Winkelfehler durch Verrechnen der beiden Sensorwerte eliminiert werden. Der Verkippungswinkel ist für den Regelkreis nicht von Bedeutung, da nur die axiale Position des Rotors aktiv geregelt wird. Auf eine Verkippung des Rotors kann daher nicht reagiert werden. Eine radiale Abweichung des Rotors aus der Rotationsachse wird durch den Messaufbau nicht berücksichtigt und verfälscht die Messergebnisse nicht.



**Abbildung 6.3** Platine zur Positions- und Geschwindigkeitsmessung auf Basis von vier Fototransistoren

Anfängliche Versuche der digitalen Differenzierung des Positionssignals zur Ermittlung der aktuellen Geschwindigkeit wurden aufgrund eines zu hohen resultierenden Rauschpegels und eines zu großen Phasenversatzes verworfen. Mit einem analogen Differenzierer konnte das Rauschniveau hingegen bei hinreichender Schnelligkeit drastisch gesenkt werden.

Während die Fototransistoren mit konstanten 5 V versorgt werden, erfolgt die Versorgung der Infrarot-LEDs mit einer 20 mA-Konstantstromquelle. Alle Versorgungsquellen weisen Stützkondensatoren auf. Die Messung des Fototransistorstromes erfolgt über einen Shunt-Widerstand mit einer anschließenden Verstärkung, sodass das maximale Spannungsniveau der analog digital converter (ADCs) ausgenutzt wird. Der Signalpfad für das Positions- als auch für das Geschwindigkeitssignal ist Abbildung 6.4 zu entnehmen. Die erste analoge passive Tiefpass-Filterstufe wird von allen vier Sensoren durchlaufen. Es erfolgt keine weitere analoge Aufbereitung der beiden Positionssensoren bevor sie an die ADCs weitergegeben werden.



**Abbildung 6.4** Signalpfad der Positions- und Geschwindigkeitssensoren bis zum Eingang der ADCs.

Die Signale der beiden Geschwindigkeitssensoren erfahren nachfolgend einen Offset, sodass die ADCs Geschwindigkeiten in positiver als auch in negativer Richtung detektieren können. Anschließend erfolgt eine weitere Filterung der Signale mit einem Tschebyscheff-Filter zweiter Ordnung. Das gefilterte Signal wird mithilfe eines auf ein stabiles Verhalten optimierten analogen Differenzierers abgeleitet. Hier dienen die mechanischen Limitierungen des Rotorsystems als Basis für die Auslegung der Zeitkonstante des Differenzierers, sodass ein Übersteuern vermieden wird. Nach der Differenzierung erfolgt die Übergabe an die ADCs des Mikrocontrollers.

Für eine weitere Rauschreduktion erfolgt eine Überabtastung der Signale mit dem Faktor 40. Die Sensorsignale werden mit einer Abtastrate von 1 MHz an den ADCs gesampelt. Die control law accelerator (CLA)-Unit des Mikrocontrollers berechnet daraus einen arithmetischen Mittelwert, sodass für die weitere Verrechnung in jedem Zyklus (40  $\mu$ s) eine aktuelle Position sowie die Geschwindigkeit des Rotors vorliegen.

Im Mikrocontroller erfolgt eine Konvertierung der 16-Bit-ADC-Geschwindigkeits- als auch der Positionswerte in Float-Variablen. Zur Steigerung der Übersichtlichkeit und zur besseren Kontrolle werden in diesem Schritt die

Positions- und die Geschwindigkeitsvariablen in mm und mm/s umgewandelt. Dabei werden die bauteilabhängigen Offsets und Steigungen der einzelnen optischen Sensoren berücksichtigt. Vor der letzten Filterstufe - einem finite impulse response (FIR)-Filter - erfolgt die Mittlung der beiden Positions- sowie der beiden Geschwindigkeitssignale durch eine arithmetische Mittelwertbildung. Ein möglicher auftretender Offset nach dem Differenzierer des Geschwindigkeitssignales wird über eine softwareseitig implementierte Offsetkorrektur unterbunden. Über die Dauer von 0.1 Sekunden wird dabei ein Mittelwert des Geschwindigkeitssignales gebildet. Weicht dieser von null ab, erfolgt eine Verrechnung mit den aktuellen Messwerten. Die Aufbereitung des Signales und die Durchführung der Geschwindigkeitsberechnung nehmen zusätzlich  $4.5 \mu\text{s}$  in Anspruch.

# Kapitel 7

## Modellbasierte Auslegung des Lagerregelkreises

Abbildung 7.1 zeigt den grundsätzlichen Aufbau des mechatronischen Systems. Der Zusammenhang zwischen der rein elektrisch betrachteten H-Brücke, respektive den Magnetlagerspulen und der entstehenden axialen Kraft  $F_{ax}$  wird über eine Lookup-Tabelle hergestellt.

Im Simulationsmodell wird das dynamische Verhalten des mechanischen Systems über die Bewegungsgleichung beschrieben. Die analoge Sensorik wird im Modell nicht berücksichtigt, das gemessene Rauschen der Sensoren wird dem idealen glatten Signal überlagert. Der Regler, die Brückensteuerung als auch die Stromkalkulation werden sowohl am Mikrocontroller als auch im Simulationsmodell gleichermaßen implementiert. Als Simulationsumgebung kommt Matlab/Simulink zum Einsatz.

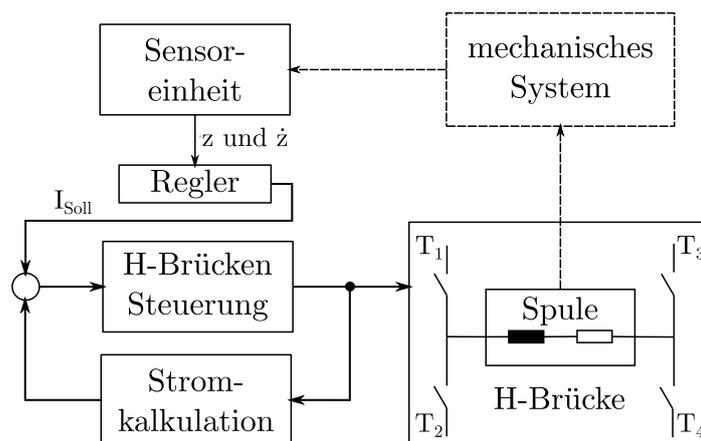
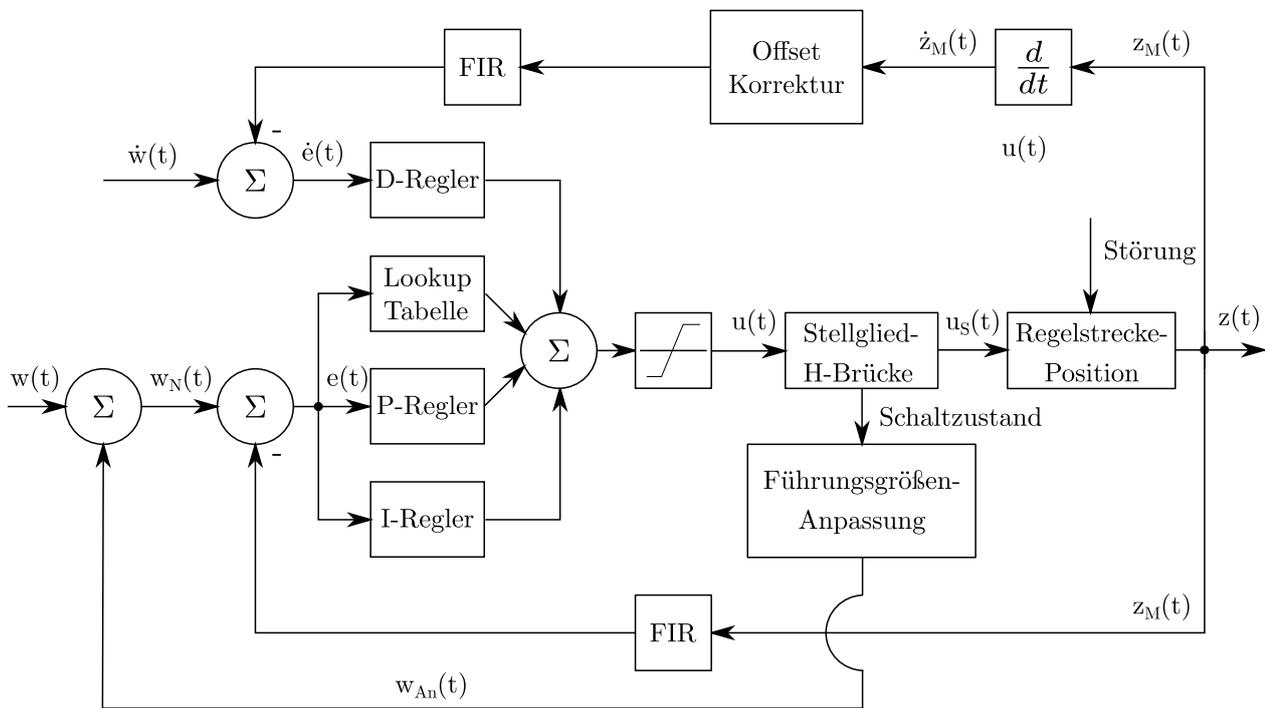


Abbildung 7.1 Bestandteile des mechatronischen Systems im Überblick

## 7.1 Systematische Beschreibung des Regelkreises



**Abbildung 7.2** Aufbau des Stromregelkreises der Magnetlager mit integrierter Sollwertanpassung

Das Blockschaltbild der Reglerstrecke ist der Abbildung 7.2 zu entnehmen. Der digitale Regelkreis umfasst nach der anfänglichen FIR-Filterung einen Proportional-Integral-Derivative-Regler, der den Sollwert für den Spulenstrom berechnet. Neben dem stetig linearen PID-Regler wird aufgrund des nichtlinearen Zusammenhanges zwischen der Position des Rotors und der wirkenden axialen Anziehungskraft (siehe Abbildung 5.7) ein positionsabhängiger Strom addiert, der den nichtlinearen Kraft-Weg-Strom-Zusammenhang berücksichtigt. Der positionsabhängige Strom wird mithilfe einer Lookup-Tabelle bestimmt. Um einem möglichen Messwertdrift der Positionssensoren entgegenzuwirken, ist eine übergeordnete, langsam arbeitende Führungsgrößen-Anpassung installiert, die bei Bedarf den Arbeitspunkt verschiebt, woraus ein möglichst geringer Stromverbrauch des Lagersystems resultiert. Das Geschwindigkeitssignal, welches zum Driften neigt, erfährt ebenfalls eine Offset- bzw. Driftkorrektur. Die weiteren Untersuchungen und Simulationen werden im Zeitbereich durchgeführt.

### 7.1.1 FIR-Filter

Als letzte Filterstufe vor dem eigentlichen Regler kommt ein FIR-Filter, auch Transversalfilter genannt, zur Anwendung. Die Auswahl fällt auf diesen Filter, da ein FIR-Filter unbedingt stabil ist und eine selbstständige angeregte Schwingung daher nicht möglich ist. Der FIR ist als nicht-rekursiver direkter Filter mit einer Ordnung von  $N = 8$  ausgeführt. Wie die analogen Filterstufen zuvor, ist der FIR ebenfalls als Tiefpass implementiert. Die Ordnung ist gerade, während die Koeffizienten symmetrisch verteilt sind. Der Filter entspricht einem linearphasigen FIR-Filter des Typs 1 [62]. Die Filtergleichung eines FIR ist in Formel (7.1) angegeben. Dabei sind die Koeffizienten mit  $b_k$  tituliert,  $h[k]$  stellt die Impulsantwort des betrachteten Systems dar.

$$y[n] = \sum_{k=0}^N b_k x[n-k] = \sum_{k=0}^N h[k] x[n-k] \quad (7.1)$$

Werden alle Koeffizienten  $b_k$   $1/N$  gesetzt, ergibt sich daraus der gleitende Mittelwert, welcher die einfachste Form eines FIR-Filters darstellt. FIR stellen lineare zeitinvariante Systeme (LTI) dar, da bei jedem Berechnungsschritt alle Eingangswerte um die gleiche Konstante verschoben werden und sich auch die FIR-Koeffizienten  $b_k$  über die Laufzeit nicht verändern.

Der Frequenzgang des FIR-Filters ergibt sich aus der Fouriertransformation der Impulsantwort zu Formel (7.2).

$$H(\hat{\omega}) = \sum_{k=0}^N h[k] e^{-j\hat{\omega}k} \quad (7.2)$$

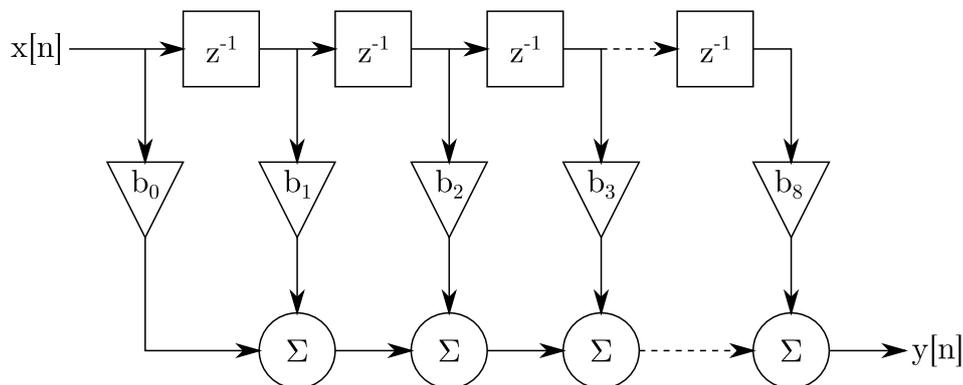
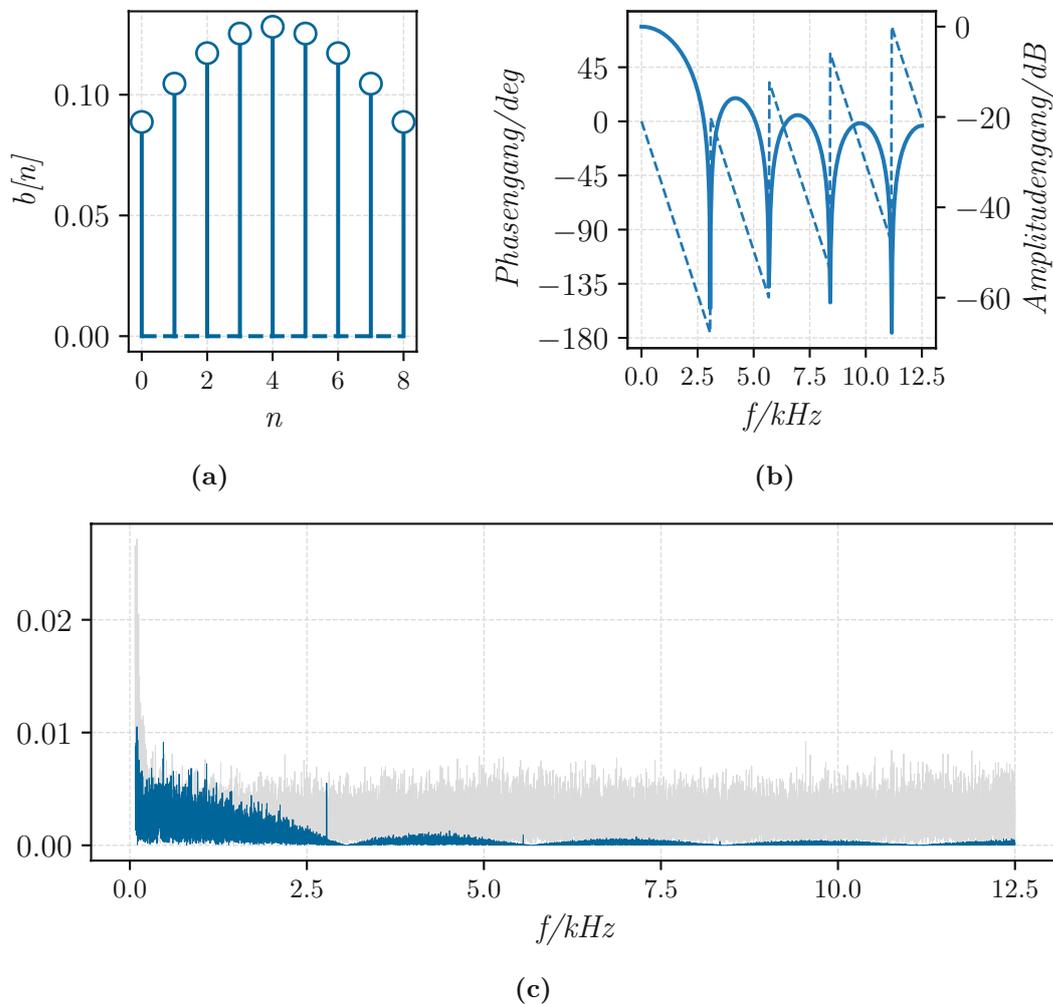


Abbildung 7.3 FIR-Filter, ausgeführt in der 1.Normalform

Am Mikrocontroller wird der FIR-Filter in der Normalform 1 ausgeführt (siehe Abbildung 7.3). Die Filterordnung wird möglichst klein gewählt, sodass ein möglichst geringer Zeitversatz zwischen dem Eingangssignal und

dem gefilterten Signal auftritt. Die Koeffizienten  $b_k$  werden mithilfe der Kaiser-Fensterfunktion bestimmt. Die Grenzfrequenz wird dabei relativ niedrig mit 1000 Hz gewählt, da Positions- als auch Geschwindigkeitssignale im kHz für die stabile Regelung des Systems nicht mehr relevant sind. Die Impulsantwort sowie das Bode-Diagramm des verwendeten FIR-Filters können den Abbildungen 7.4a und 7.4b entnommen werden. Weiters zeigt Abbildung 7.4c die beiden FFTs eines am Prototyp gemessenen Positionssignales mit eingeschalteter und mit deaktivierter FIR-Filterung. Durch die angewendeten Filter und das Oversampling ist es möglich, eine maximale Rauschamplitude von unter  $\pm 1 \mu\text{m}$  für die Position und weniger als  $\pm 0.7 \text{ mm/s}$  für die Geschwindigkeit im Stillstand bei ausgeschaltetem Lagersystem zu erreichen. Im stabilen Schwebезustand erhöhen sich die maximalen Rauschamplituden auf  $\pm 2 \mu\text{m}$  bzw.  $\pm 1 \text{ mm/s}$ . Die Messstrecke umfasst dabei das gesamte analoge als auch das digitale Filtersystem.



**Abbildung 7.4** Sprungantwort des FIR-Filters mit  $N = 8$  (a). Bode-Diagramm des Filters mit einer Grenzfrequenz von 1000 Hz. (b). FFT (0.2 kHz - 12.5 kHz) des ungefilterten und gefilterten Positionssignales gemessen im stationären Zustand (c).

## 7.1.2 PID-Regler

Die Regelung des Stromes übernimmt ein PID-Regler. Aufgrund der real nicht möglichen idealen Differentiation wirkt der Regler als PIDT1-Glied, d.h. der Anteil des D-Gliedes ist sowohl in der Flankensteilheit als auch der maximalen Amplitude begrenzt.

Die Führungsgröße  $w(t)$  bzw.  $\dot{w}(t)$  des PID-Reglers stellt die aktuelle Position bzw. Geschwindigkeit des Rotors in Z-Richtung dar. Die Regelabweichung  $e(t)$  ergibt sich für die Position aus der Differenz zur axialen Soll-Position (siehe Formel (7.3)). Die Regelabweichung  $\dot{e}(t)$  des D-Gliedes entspricht der aktuellen Geschwindigkeit, da  $\dot{z}_{Soll}$  mit null definiert ist

$$e = z_{Ist} - z_{Soll} \quad (7.3)$$

Grundsätzlich ist das Magnetlagersystem auch mit einem PD-Regler stabil zu regeln, jedoch kann es ohne integrierenden Regler zu einem andauernden Offset von der Soll-Position kommen. Da das System auf einen bestimmten Arbeitspunkt optimiert ist, wird zusätzlich das I-Glied verwendet, um diesen Arbeitspunkt zu erreichen.

Der PID-Regler lässt sich mathematisch durch die Formel (7.4) beschreiben.

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \int_0^t e(t)dt + K_D \cdot \frac{de(t)}{dt} \quad (7.4)$$

Durch die Verwendung einer fixen Zykluszeit lässt sich der PID-Regler sehr ressourcenschonend am Mikrocontroller abbilden. Die P- und D-Anteile benötigen keine weiteren Vereinfachungen, während das Integral des I-Anteils über eine Summenbildung berechnet werden kann. Die Implementierung vereinfacht sich zu Formel (7.5).

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \cdot \sum_{n=0}^t e(n) + K_D \cdot \dot{e}(t) \quad (7.5)$$

Versuche haben gezeigt, dass ein anfänglich angedachtes Anti-Wind-Up-Glied des I-Anteils aufgrund des sehr kleinen  $K_I$ -Parameters nicht notwendig ist.

Infolge der Komplexität des gesamten mechatronischen Systems sowie der vorherrschenden Instabilität erfolgten die Einstellung und Optimierung der Reglerparameter empirisch unter Zuhilfenahme der in Matlab/Simulink durchgeführten Systemabbildung (siehe Unterkapitel 7.3). Die Messung einer Sprungantwort des Regelkreises ist aufgrund der auftretenden Nichtlinearitäten im Einschaltzyklus der H-Brücke nicht aussagekräftig (siehe Abbildung 7.8).

Dies ist zurückzuführen auf die mit einem Entscheidungsbaum gesteuerte H-Brücke, auf die nicht direkte Messung der Stellgröße sowie die Instabilität des Rotorsystems. Die Schweberversuche haben gezeigt, dass der PID-Regler mit einem sehr kleinen I-Anteil stabil die Soll-Position erreicht. Die durchgeführten Schweberversuche sowie die verwendeten PID-Reglerparameter werden genauer im Unterkapitel 8.3 behandelt.

### 7.1.3 Lookup-Tabelle zum positionsabhängigen Kraftausgleich

Aufgrund der konstanten Koeffizienten  $K_P$ ,  $K_D$  und  $K_I$  arbeitet ein PID-Regler stetig linear. Der Zusammenhang zwischen der am Rotor wirkenden axialen Kraft  $F_{ax}$ , dem Spulenstrom  $I$  sowie dem Spaltabstand  $z_S$  ist jedoch nichtlinear (siehe Abbildung 5.7). Die Lookup-Tabelle, deren Eingangsgröße die aktuelle Position ( $\hat{=}$  dem Spaltabstand) darstellt, gibt einen zusätzlichen Strom als Stellgröße aus, der die Nichtlinearität der Strom-Position-Kraft-Kennlinie berücksichtigt. In der Lookup-Tabelle ist für linear verteilte Spaltabstände (von 0 - 1 mm im Abstand von 0.05 mm) der notwendige Strom hinterlegt, sodass der Rotor in dieser Position theoretisch kraftfrei ist. Der PID-Regler dient rein der Ausregelung von Instabilitäten und Störungen, während die Lookup-Tabelle den notwendigen Strom für den Schwebezustand im vorherrschenden Schwebepunkt vorgibt. Im optimalen Arbeitspunkt des Magnetlagers ist der ausgegebene Strom der Lookup-Tabelle null.

Die Berechnung des positionsabhängigen Stromes  $I_{Pos}(z)$  an der Position  $z$  erfolgt anhand einer linearen Interpolation aus den beiden umgebenden Lookup-Tabelle Punkten  $(z_0, I(z_0))$  und  $(z_1, I(z_1))$  (siehe Formel (7.6)).

$$I_{Pos}(z) = I(z_0) + \frac{I(z_1) - I(z_0)}{z_1 - z_0} \cdot (z - z_0) \quad (7.6)$$

Die Lookup-Tabelle wurde mithilfe der FEM-Simulationen aus Unterkapitel 5.1.6 bestimmt.

### 7.1.4 Übergeordnete Führungsgrößenadaptierung

Nach der Summation der Stellströme aus dem PID-Regler und der Lookup-Tabelle erfolgt eine Stromüberwachung, die den Strom auf +9.6 A bzw. -6 A begrenzt. Die unterschiedlichen Grenzen sind der ungleichmäßigen Verteilung des Strom-Kraft-Feldes geschuldet (siehe Abbildung 7.14). Die Strombegrenzung ist im Normalbetrieb nicht notwendig, sie dient als Sicherheitssystem für die beiden Spulen im Falle eines Fehlverhaltens der Sensorik sowie des Regelkreises.

## Führungsgrößenadaptierung des Positionssignales

Zur Steigerung der Lagereffizienz bzw. zur Senkung des Stromverbrauches ist zusätzlich eine Anpassung der Führungsgröße  $z_{Soll}$  vorgesehen. Einen, möglichen thermischen oder zeitlichen Drift der Positionssensoren wird damit entgegengewirkt. Zusätzlich bewirkt die im Vergleich zu den beiden anderen Reglern langsam arbeitende Führungsgrößenadaptierung ( $40 \mu s$  zu  $0.1$  sek) eine eigenständige Findung des optimalen Arbeitspunktes mit dem geringsten Stromverbrauch. Ebenfalls werden durch die Arbeitspunktanpassung etwaige auftretende Differenzen in der simulierten und tatsächlichen magnetischen Kraft ausgeglichen.

Die Führungsgrößenanpassung ist als diskreter Zähler ausgelegt, der je nach aktuellem und letztem Schaltzustand der H-Brücke eine Laufvariable erhöht oder verringert. Dabei bewirkt eine positive Bestromung der Spulen eine Inkrementierung, während eine negative Bestromung eine Dekrementierung der Variable zur Folge hat. Beim Schaltzustand OFF der H-Brücke erfolgt bei einer vorangegangenen positiven Bestromung eine Dekrementierung, sonst eine Inkrementierung. Nach  $0.1$  Sek erfolgt, je nach Höhe der Laufvariable, eine Anpassung der Soll-Position, bevor der Zähler wieder auf null gesetzt wird. Die relativ lange Laufzeit verhindert, dass kurzzeitige Störungen zu einer verfälschten Sollwertanpassung führen. Die Führungsgrößenanpassung dient rein der Effizienzsteigerung und ist für einen stabilen Regelbetrieb nicht zwingend notwendig. Soll das Magnetlager abseits des optimalen Arbeitspunktes betrieben werden, muss die adaptive Führungsgrößenanpassung ausgeschaltet werden.

## Offsetkorrektur des Geschwindigkeitssignals

Ein Offset des differenzierten Positionssignales muss für einen stabilen Schwebezustand vermieden werden. Durch die analoge Verarbeitung des Sensorsignales (insbesondere durch den Verstärker und Summierer) kann dieses Verhalten nicht ausgeschlossen werden. Softwareseitig wird daher eine Offsetkorrektur ähnlich der Führungsgrößenanpassung des Positionssignales implementiert. Über den Zeitraum von  $0.1$  Sekunden wird der arithmetische Mittelwert des Geschwindigkeitssignales berechnet. Im stabilen Schwebezustand muss dieser nahe null liegen. Tritt eine Abweichung auf, wird der Mittelwert mit den gemessenen Werten verrechnet und der Offset ausgeglichen. Bei einseitig auftretenden, gewollten Geschwindigkeitsverläufen (Einschaltvorgang, Arbeitspunktänderung, etc.), die zu einem Mittelwert ungleich null führen, kommt es kurzzeitig zu einer Störung des stabilen Schwebezustandes. Global gesehen klingt diese Störung rasch ab, wie der Abbildung 7.15 zu entnehmen ist.

## 7.2 Beschreibung des mechatronischen Aufbaues

### 7.2.1 Bewegungsgleichung

Die axiale Bewegung des Rotors lässt sich durch das 2.Newtonsche Axiom beschreiben. Neben der Anziehungskraft des Permanentmagnetringes sowie des Elektromagneten wirkt aufgrund der Funktionsweise des Magnetlagers (siehe Unterkapitel 4.1) auch die Fallbeschleunigung auf den Rotor. Die Beschleunigung des Rotors lässt sich durch die Formel (7.7) beschreiben.

$$F_{ax} = m \cdot (g - \ddot{z}) \Rightarrow \ddot{z} = -\frac{F_{ax}}{m} + g \quad (7.7)$$

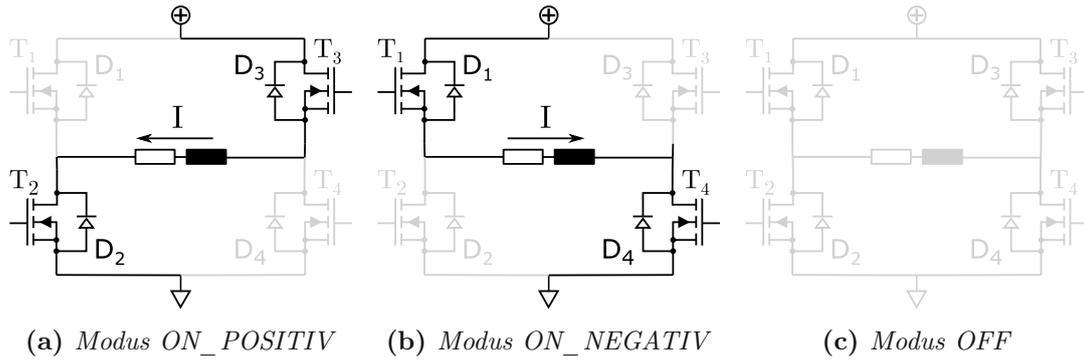
Durch ein- bzw. zweimalige Integration der Bewegungsgleichung lässt sich die Geschwindigkeit bzw. die Position des Rotors unter Zuhilfenahme der Anfangsbedingungen  $\dot{z}(t=0) = 0$  und  $z(t=0) = 0.05$  (Parkposition des Rotors) berechnen. Üblicherweise wird für die wirkende Kraft  $F_{ax}$  ein Feder-Dämpfer-Ersatzmodell aufgesetzt und dieses im Arbeitspunkt linearisiert. Dadurch ist es möglich, eine Reglergleichung zu erstellen, die eine stabile Gleichgewichtslage des Magnetlagers zur Folge hat. In der vorliegenden Arbeit wurde von dieser Vorgehensweise Abstand genommen, da die notwendige Voraussetzung einer verzögerungsfreien und genauen Stromregelung durch die verwendete H-Brücke (digital gesteuert, siehe Unterkapitel 7.2.2) nicht gegeben ist.

### 7.2.2 Steuerlogik der H-Brücke

Das verwendete Stellglied ist eine am Institut für Fertigungstechnik und Photonische Technologien der TU Wien entwickelte H-Brücke, die einen großen Strom- und Spannungsbereich abdeckt. Hauptbestandteil der H-Brücke sind vier insulated-gate bipolar transistors (IGBTs), die ein Kollektor-Emitter-Spannungs-Rating von 600 Volt aufweisen. Der maximale Strom bei normalen Bedingungen ( $T_C = 110^\circ \text{ C}$ ) beträgt 72 A, kurzzeitig ( $<1 \text{ ms}$ ,  $T_C = 25^\circ \text{ C}$ ) sind auch Ströme bis 1000 A möglich. Die Schaltfrequenz der IGBTs ist mit 10-30 kHz angegeben [63].

Für die Regelung des Magnetlagerstromes sind die in Abbildung 7.5 angeführten Betriebsmodi der H-Brücke notwendig. Die drei Betriebsmodi sind:

**ON\_POSITIV:** Dient dazu, den fließenden Strom in den beiden Spulen der Magnetlager zu erhöhen, wodurch in weiterer Folge ein Anstieg der axialen Lagerkraft bewirkt wird. Es erfolgt die Durchschaltung der IGBTs 2 und 3 (siehe Abbildung 7.5a).



**Abbildung 7.5** Darstellung der drei in der Stromregelung verwendeten H-Brücken-Schaltmodi.

**ON\_NEGATIV:** Werden hingegen, wie in Abbildung 7.5b zu sehen, die beiden IGBTs 1 und 4 geschaltet, kann der Strom in den Spulen in negativer Richtung fließen. Analog dazu werden die beiden magnetischen Felder der Lager abgeschwächt, woraus eine Kraftreduktion resultiert.

**OFF (Leerlauf):** Der Strom in den Spulen wird durch den Betriebsmodus OFF abgebaut. In diesem Modus ist keiner der vier IGBTs aktiviert. Nach Abbau des vorhandenen Restmagnetismus fließt in den Spulen kein Strom mehr.

Aufgrund der beschränkten Ressourcen am Mikrocontroller wird ein möglichst schlanker Entscheidungsbaum abgebildet. Es wird daher am Prototyp der mögliche Kurzschluss der Lager durch Schalten der beiden unteren IGBTs 2 und 4 nicht implementiert. Weiters belastet dieser Modus die elektrischen Bauteile und das Magnetlager zusätzlich, da die Leistung in Wärme umgewandelt wird. In einem ersten Schritt wird die Möglichkeit der Rekuperation aufgrund der begrenzt vorhandenen Rechenkapazität am Mikrocontroller ebenfalls nicht berücksichtigt.

Die Steuerlogik entscheidet anhand zweier Bedingungen über den H-Brückenmodus. Neben der vorherrschenden Stromdifferenz, welche neben der aktuellen Differenz auch den summierten Fehler der zurückliegenden Zyklen berücksichtigt (siehe Formel (7.8)), ist für die Entscheidungsfindung auch der letzte berechnete Strom in den Spulen  $I_{Ist}(t - 1)$  von Bedeutung.

$$I_{Diff}(t) = I_{Sol}(t) - I_{Ist}(t) + I_{Diff}(t - 1) \quad (7.8)$$

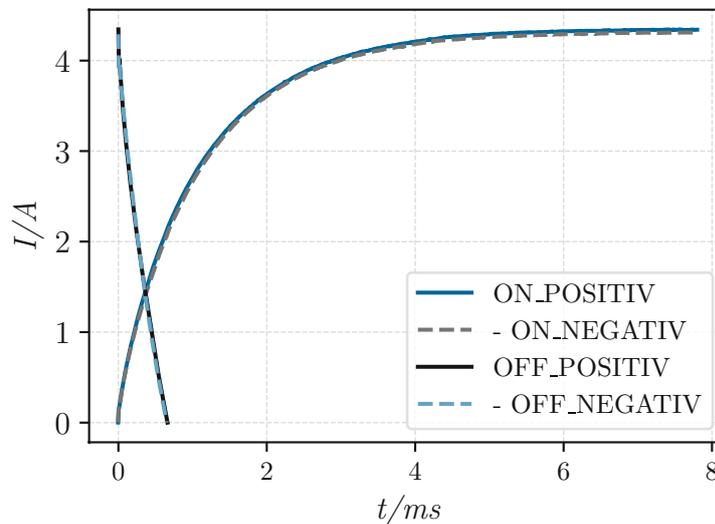
Die Begutachtung des letzten berechneten Stromes verhindert einen direkten Schaltvorgang von ON\_POSITIV auf ON\_NEGATIV bzw. entgegengesetzt. In den Spulen darf kein Strom mehr fließen, bevor ein entgegengesetzter Stromfluss

erzeugt wird. Bei genauer Betrachtung resultiert daraus, dass zwischen den H-Brücken-Modi ON\_POSITIV und ON\_NEGATIV immer mindestens ein Zyklus mit dem Modus OFF geschaltet sein muss, da sich der fließende Strom nur während der OFF-Phase reduzieren kann (siehe Abbildung 7.6).

Die Stromdifferenz  $I_{Diff}(t)$  wird mit einem Schwellenwert verglichen. Sofern dieser Wert überschritten wird und die genannte Nebenbedingung ebenfalls erfüllt ist, erfolgt die Beschaltung der H-Brücke mit dem Modus ON\_POSITIV. Wird der Schwellenwert unter Berücksichtigung der Nebenbedingung unterschritten, wird der Modus ON\_NEGATIV angesteuert. Sind eine oder beide Bedingungen nicht erfüllt, schaltet die H-Brücke in den Modus OFF.

### 7.2.3 Sensorlose Spulenstromermittlung

Der vorherrschende Strom in den beiden Lagerspulen wird anhand eines mathematischen Modells am Mikrocontroller berechnet. Der Verzicht auf einen Strommesssensor wurde gewählt, da dadurch die Kosten des gesamten Lagersystems gesenkt werden können und der Einsatzbereich der Lagerelektronik nicht auf einen gewissen maximalen Strom (korreliert mit der maximalen Lagerkraft) beschränkt ist.



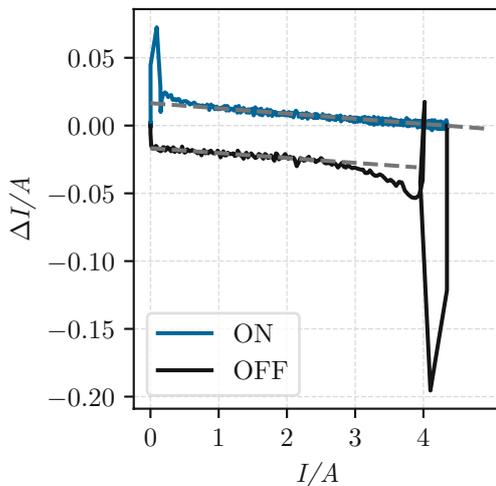
**Abbildung 7.6** Verlauf des Spulenstromes eines einzelnen Magnetlagers während der vier Schaltmodi der H-Brücke, gemessen über einen  $0.1 \Omega$  Shunt-Widerstand.

Dem allgemein bekannten Verlauf des Spulenstromes, wie er in Abbildung 7.6 ersichtlich ist, liegt die Formel (7.9) zu Grunde. Weiters ist in der Abbildung der Stromverlauf während des zweiten Brückenmodus (OFF, siehe Unterkapitel 7.2.2) zu sehen. Beide Kurven wurden mithilfe eines  $0.1 \Omega$  Shunt-Widerstandes gemessen. Die Kurven, welche die negativen Schaltstatus charakterisieren,

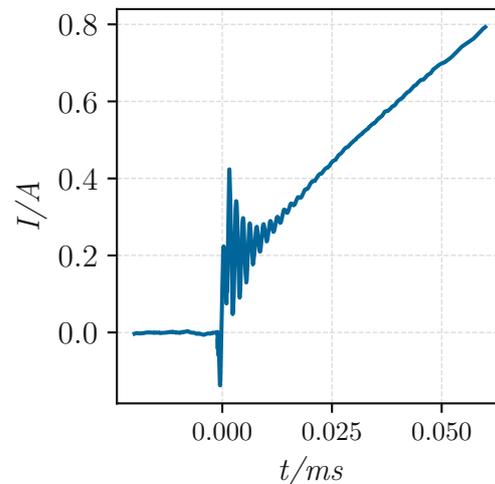
sind mit invertierten Vorzeichen dargestellt. Dadurch ist die Symmetrie zwischen dem positiven und negativen Strombereich gut ersichtlich. Sowohl die Kurven ON\_POSITIV und ON\_NEGATIV als auch OFF\_POSITIV und OFF\_NEGATIV sind vom Verlauf faktisch ident, wodurch eine starke Vereinfachung des Kalkulationsmodells am Mikrocontroller möglich ist.

$$i(t) = \frac{U_0}{R} \cdot (1 - e^{-\frac{t \cdot R}{L}}) \quad (7.9)$$

Wie im Unterkapitel 4.1 beschrieben, übernimmt die elektrische Spule das Ausregeln bzw. Gegensteuern von Ist-Abweichungen, vorausgesetzt, das Magnetlager wird im ausgelegten Arbeitspunkt betrieben. Diese Störungen sind im normalen Dauerbetrieb gering. Es ergeben sich dadurch nur sehr geringe Ströme im Vergleich zum maximalen Spulenstrom. Durch den Betrieb im unteren Bereich der Stromkurve wird weiters eine erhöhte Regeldynamik erreicht, da der Stromanstieg bei geringeren Stromwerten deutlich schneller vonstatten geht. Der Regler bzw. das Lager kann schneller auf etwaige Störungen reagieren. Nur in außerordentlichen Fällen sind während des Betriebes Ströme in der oberen Hälfte der Stromkurve notwendig. Dazu zählen der Start- sowie der Absetzvorgang des Rotors.



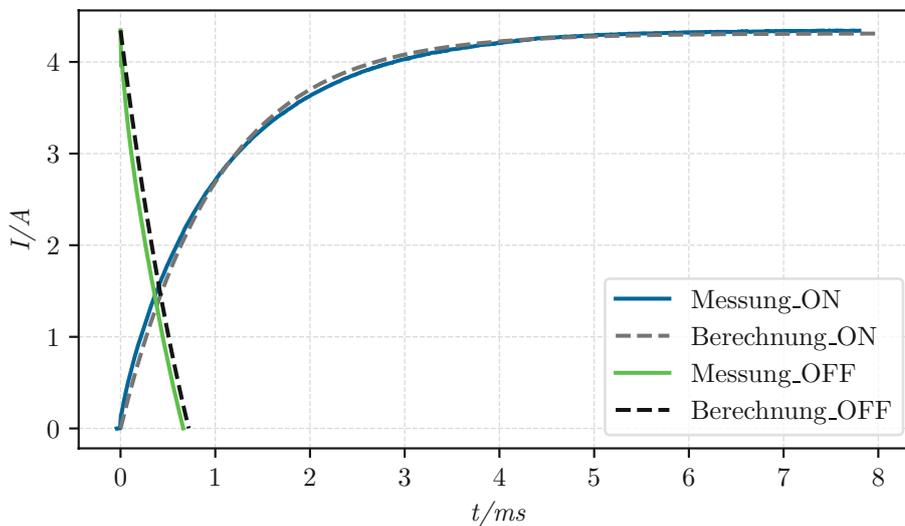
**Abbildung 7.7** Berechnete Steigung des Stromes auf Basis der in Abbildung 7.6 getätigten Messungen in Abhängigkeit zum absoluten Spulenstrom.



**Abbildung 7.8** Gemessener Stromanstieg während des Schaltvorganges der H-Brücke von OFF auf ON\_POSITIV

Durch die Fokussierung des Arbeitsbereiches auf die untere Hälfte der Stromkurve (0 A - 3 A) kann ein sehr einfaches Modell zur Stromkalkulation verwendet werden. In Abbildung 7.7 ist ein eindeutiger linearer Zusammenhang im Arbeitsbereich ersichtlich, welcher für die Stromkalkulation herangezogen wird. Auf die starken Abweichungen von der linearen Form bei 0 A bzw.

4 A wird im Unterkapitel 7.2.3 eingegangen. Für die am Mikrocontroller vorherrschende Zykluszeit von  $40 \mu\text{s}$  wird auf Basis der in Abbildung 7.6 und 7.7 ersichtlichen Messungen eine Regressionsgerade für den Stromanstieg bzw. Stromabfall während der zwei Brückenmodi ON und OFF erstellt. ON\_POSITIV und ON\_NEGATIV werden bis auf das Vorzeichen als ident betrachtet, ebenfalls wird diese Vereinfachung für OFF\_POSITIV und OFF\_NEGATIV getroffen. Das Bestimmtheitsmaßes  $R^2$  der linearen Regressionsgerade beträgt im Bereich von 0.5 - 3 A 88 % für die stromaufbauenden Schaltmodi und 81 % für OFF. Der überwiegende Arbeitsbereich des Lagers beträgt 0 - 3 A. Für die Berechnung des Bestimmtheitsmaß wurde weiters der Bereich bis 0.5 A aufgrund der auftretenden Störungen durch den Schaltvorgang der H-Brücke ausgeklammert. Auf das Verhalten der H-Brücke während des Schaltvorganges wird im folgenden Unterkapitel genauer eingegangen. Die Gegenüberstellung des Stromkalkulationsmodells mit der Messung ist in Abbildung 7.9 dargestellt. Aufgrund der verwendeten Reglerstruktur bleibt eine durch die Kalkulation auftretende Ist-Abweichung ohne Relevanz, da der Regler bei einem bestehenden Strommessfehler nachregelt, bis die gewünschte Position erreicht ist. Im stabilen Regelbetrieb bewirkt eine genaue Stromkalkulation eine Reduzierung des Stromverbrauches. Der vom Regler berechnete Soll-Strom kann ohne Nachregeln schneller und exakter erreicht werden.

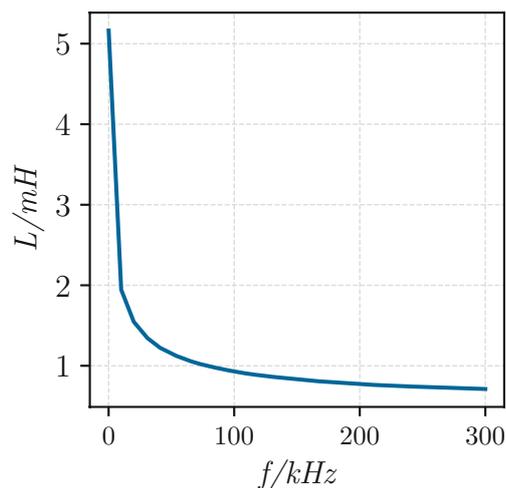


**Abbildung 7.9** Gegenüberstellung des gemessenen Stromes in der Spule und des berechneten Stromverlaufes auf Basis des beschriebenen Stromkalkulationsmodells. Die Grafik bezieht sich auf ein einzelnes Magnetlager.

### Imperfektionen der H-Brückenschaltung

Bei genauerer Betrachtung des Einschaltzeitpunktes (bei  $0 \mu\text{s}$ ) in Abbildung 7.8 ist eine starke Stromüberhöhung im Vergleich zum Rest der Kurve zu sehen. Dieses Verhalten tritt bei allen gemessenen Kurven bei einem Modus-Wechsel

der H-Brücke auf. Zurückzuführen ist dieses Phänomen auf den fehlenden Ausgangsfilter der verwendeten H-Brücke. Aufgrund des fehlenden Filters kommt es zu einem Aufschwingen des Stromes für die ersten  $19 \mu\text{s}$  nach dem Schaltvorgang der H-Brücke. Die Frequenz der Oberschwingung liegt dabei im Bereich von 660 kHz. Die Schwingung des Stromes bewirkt eine Reduzierung der Induktivität der Magnetlagerspule, woraus ein erhöhter Stromfluss für die Dauer der Oberschwingung resultiert (siehe Abbildung 7.8). Abbildung 7.10 zeigt die Induktivität der Magnetlagerspule, welche ein stark frequenzabhängiges Verhalten aufweist. Die Frequenzabhängigkeit ist auf den verwendeten Vergütungsstahl zurückzuführen, da dieser nicht für elektromagnetische Anwendungen optimiert ist. Durch das Einbringen des Werkstoffes in eine Luftspule kann dieser Effekt sehr gut überprüft werden. Die reine Luftspule weist ein nahezu ideales lineares Verhalten auf, während es durch die zusätzliche Einbringung des Werkstoffes zu einem signifikanten Absinken der Induktivität bei steigender Frequenz kommt.



**Abbildung 7.10** *Frequenzabhängige Induktivität des Magnetlagers, gemessen anhand eines Frequenzsweeps (20 Hz - 300 kHz in 1 kHz Schritten) mithilfe eines LCR-Meters*

Durch die Vermessung des Schaltvorganges bei unterschiedlichen Stromniveaus konnte diese Imperfektion der Schaltung charakterisiert und in der Stromkalkulation berücksichtigt werden. Es erfolgt eine Fallunterscheidung, ob in dem betrachteten Zyklus die IGBTs ihren Schaltzustand ändern oder der vorhandene Zustand beibehalten wird. Ähnlich des globalen Spulenstroms kann der Stromanstieg im Einschaltzyklus durch Geradengleichungen mit größerer Steigung sehr gut approximiert werden.

Die Validierung des Stromkalkulationsmodells erfolgt anhand vorgegebener Soll-Strom-Sinuskurven mit unterschiedlichen Frequenzen und Amplituden. Dabei wird die Übereinstimmung des Kalkulationsmodells mit dem tatsächlich gemessenen Spulenstrom geprüft. Weiters kann anhand des Unterschieds zwischen der vorgegebenen glatten Sinuskurve und dem aktuell berechneten Spulenstrom das Entscheidungsmodell, beschrieben im Unterkapitel 7.2.2, überprüft werden.

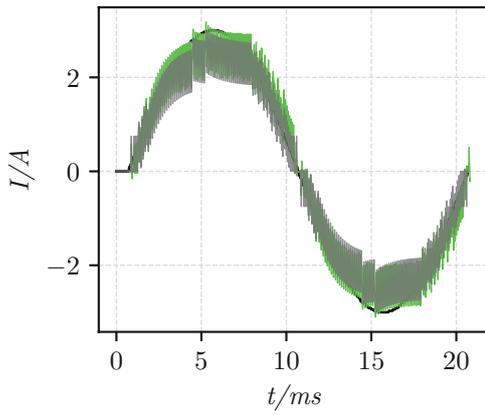
Aus den Abbildungen 7.11a-f ist ersichtlich, dass bei geringeren Amplituden der berechnete Strom sehr gut mit dem Ist-Strom als auch dem Soll-Strom übereinstimmt. Bei höheren Amplituden bzw. größeren Frequenzen kann sowohl der berechnete Strom als auch der gemessene Strom den Vorgaben nicht mehr folgen und es kommt zu einer größeren Abweichung. Da im Betrieb jedoch keine großen Amplituden mit hohen Frequenzen aufgrund der Trägheit des Rotors zu erwarten sind, stellt diese Abweichung keine Einschränkung dar. Bei der Messung sind beide Lager, ebenso wie im Regelbetrieb, parallelgeschaltet. Der über den Shunt-Widerstand gemessene Strom entspricht der Summe der beiden Ströme in den Lagern.

Die starke Oszillation des Stromes um die vorgegebene glatte Sinuskurve ergibt sich aufgrund der fixen Schaltzyklen der H-Brücke von  $40 \mu\text{s}$ . Diese Zykluszeit ist am Mikrocontroller notwendig, um alle notwendigen Berechnungen, Filterungen und Kommunikationsprotokolle abarbeiten zu können. Zusätzlich ist die maximale Schaltfrequenz der IGBTs mit 30 kHz begrenzt.

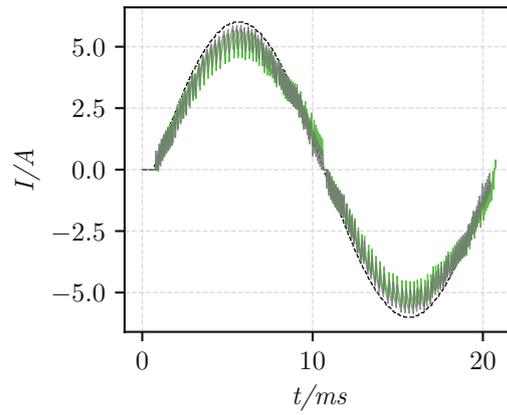
#### 7.2.4 Mikrocontroller

Der gesamte Regelkreis, die digitalen Filter sowie die Steuerlogik werden auf einem Mikrocontroller von Texas Instrument ausgeführt. Der verwendete TMS320F28379D [64] besitzt eine 32-Bit Dual-Core-Architektur mit einer Taktrate von 200 MHz. Neben zwei zusätzlichen CLAs besitzt der Mikrocontroller auch 4 16-Bit ADCs, welche mit maximal 1.1 MSpS abgefragt werden können. Der Controller ist in eine Steckplatine (TI controlCARD 1.3) integriert und mit zusätzlicher Peripherie zur Kommunikation (CAN-Bus, UART, ...) ausgestattet.

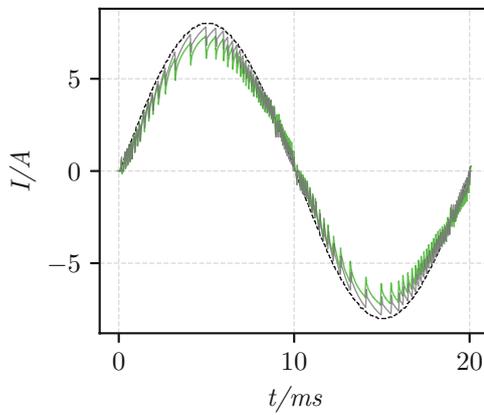
Die erste central processing unit (CPU) ist für den Betrieb des Magnetlagers verantwortlich und beinhaltet den gesamten Regelkreis sowie die Filtertechnik des Lagers. Die zweite CPU ist nur für den Prototyp erforderlich und dient der bidirektionalen Kommunikation. Während des Testbetriebs ist es damit möglich, Sensordaten und Reglerparameter auszulesen und bei Bedarf zu ändern.



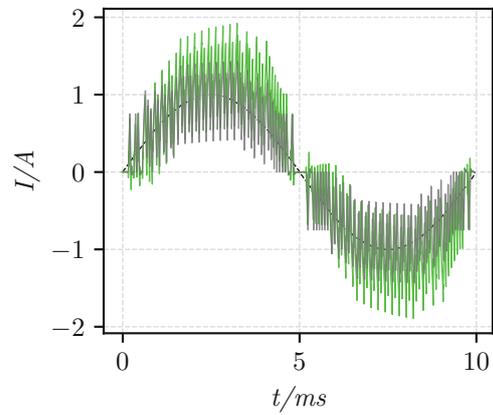
(a) Amplitude: 3 A; Frequenz: 50 Hz



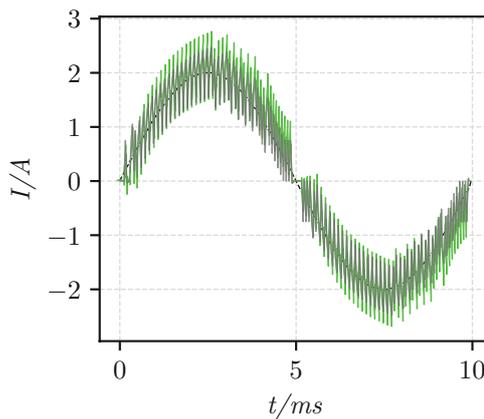
(b) Amplitude: 6 A; Frequenz: 50 Hz



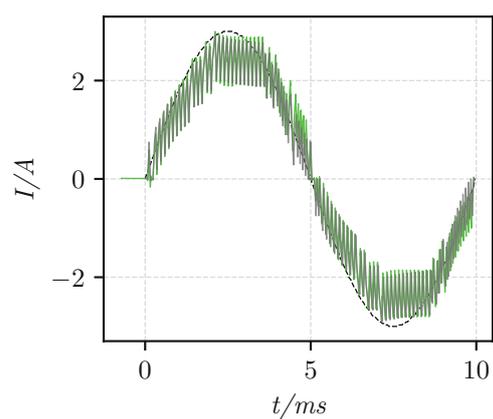
(c) Amplitude: 8 A; Frequenz: 50 Hz



(d) [Amplitude: 1 A; Frequenz: 100 Hz



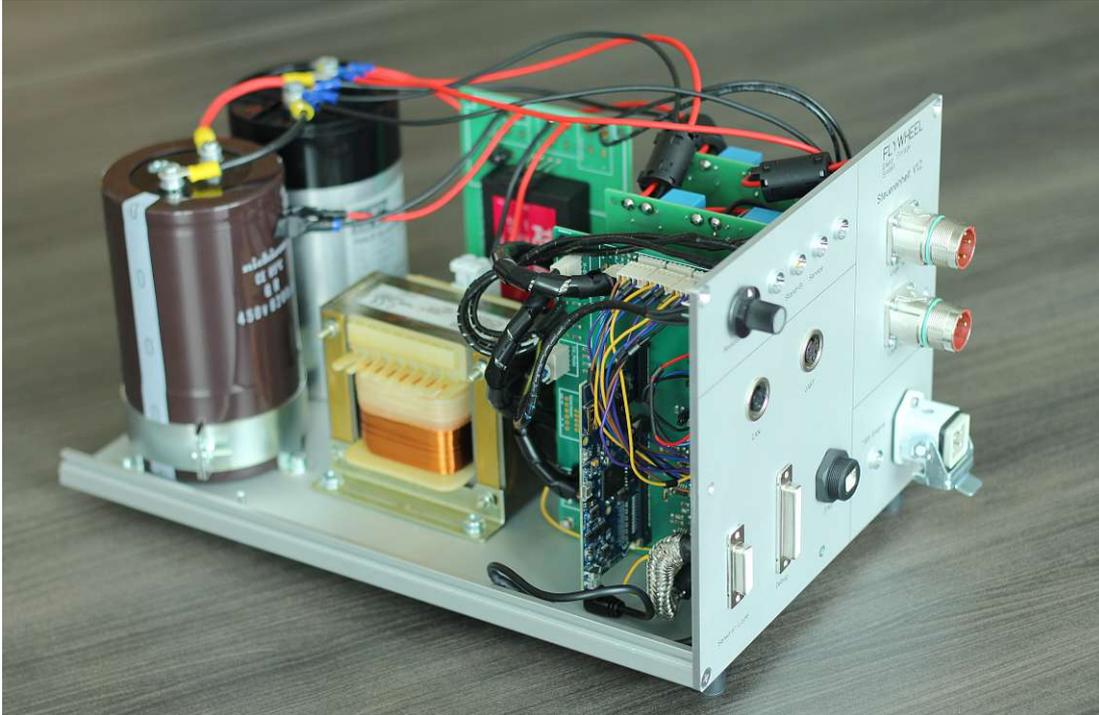
(e) Amplitude: 2 A; Frequenz: 100 Hz



(f) Amplitude: 3 A; Frequenz: 100 Hz

**Abbildung 7.11** Messungen zum Abgleich des Stromkalkulationsmodells sowie zur Überprüfung der Schaltlogik der H-Brücke. Die schwarz gestrichelte Kurve stellt die Stromvorgabe dar; grau ist der gemessene Strom in den beiden Spulen. Der berechnete Strom wird durch die grüne Kurve dargestellt.

Abbildung 7.12 zeigt den physikalischen Aufbau der gesamten Steuer- und Regleinheit sowie die Kondensatoren, welche der Glättung und Energiespeicherung dienen. Alle Komponenten der Einheit wurden am Institut für Fertigungstechnik im Zuge der Dissertation entwickelt.



**Abbildung 7.12** Steuer- und Regleinheit sowie Versorgungsnetzteil mit abgenommenen Seitenwänden

### 7.3 Systemabbildung in Matlab/Simulink

Zum Zweck der Regler-Parametrierung und Filterauslegung ist das gesamte mechatronische Lagersystem in Matlab/Simulink abgebildet. Das Modell dient der materialschonenden Auslegung des Regelkreises, da ein falsch eingestellter Regler bzw. ein fehlerhaftes Stromkalkulationsmodell die realen Magnetlager leicht beschädigen könnte. Sowohl die Regler als auch die Filter gleichen denen am Mikrocontroller implementierten Strukturen. Nachstehend wird die Systemabbildung der H-Brücke bzw. die Einbindung des Position-Strom-Kraft-Zusammenhanges genauer betrachtet. Um das Systemverhalten der verwendeten Filter genau beurteilen zu können und um das Modell an die Wirklichkeit anzupassen, wird sowohl dem Positions- als auch dem Geschwindigkeitssignal ein Rauschen überlagert. Die Rauschamplituden werden anhand von Messungen am Sensorsystem bestimmt.

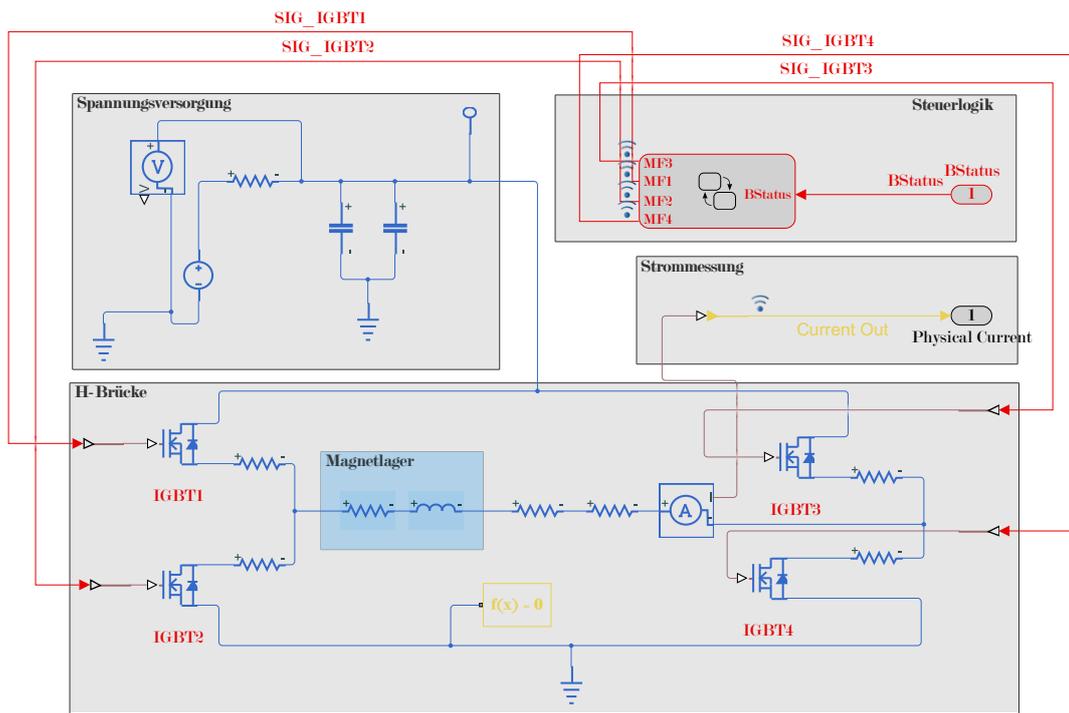


Abbildung 7.13 Modellaufbau der H-Brücke in Matlab/Simulink

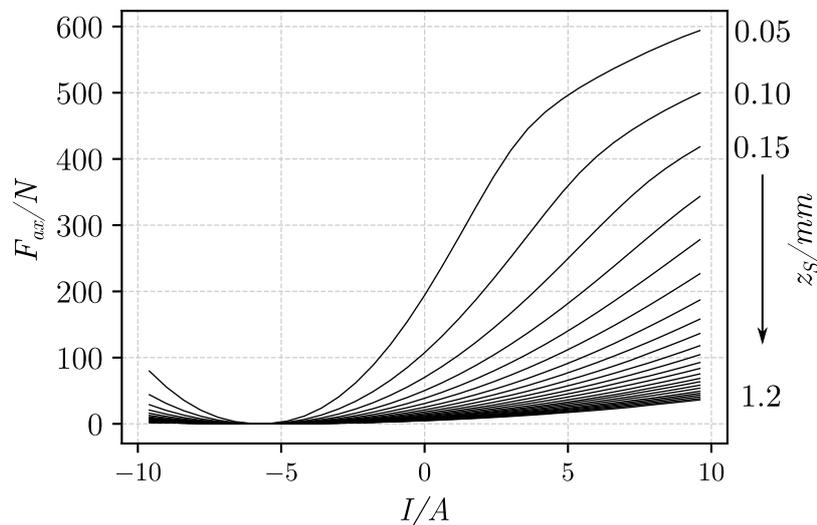
### 7.3.1 Modellabbildung H-Brücke und Magnetlager

Die Steuerlogik der H-Brücke entspricht einem genauen Abbild des am Mikrocontroller implementierten und im Unterkapitel 7.2.2 vorgestellten Prinzips. Die H-Brücke selbst wird im Simulink mit Simscape-Elementen vereinfacht aufgebaut (siehe Abbildung 7.13). So wird auf die im Betrieb notwendigen Gate-Treiber der IGBTs verzichtet.

Die parasitären Widerstände und die Leitungsinduktivität werden anhand von Messungen bestimmt und im Modell berücksichtigt. Das Schaltverhalten der IGBTs wird auf Basis der Datenblattangaben [63] aufgebaut. Die im Unterkapitel 7.2.3 beschriebenen Imperfektionen der H-Brücke zum Schaltzeitpunkt werden in der Simulation nicht berücksichtigt, da die IGBTs nur als idealisierte Bauteile modelliert werden können. Ebenfalls werden die Magnetlager mit einer konstanten Induktivität abgebildet. Ein Sensorblock misst den Strom in der Magnetlagerspule, sodass der genau gemessene Strom für die weitere Kraftberechnung zur Verfügung steht.

### 7.3.2 Simulatorische Abbildung des Strom-Position-Kraft-Zusammenhanges

Der in den Spulen fließende Strom sowie die aktuelle Position des Rotors, die sich aus der doppelt integrierten Bewegungsgleichung berechnen lässt, werden in einem weiteren Schritt einer Lookup-Tabelle zugeführt. Diese Tabelle stellt den Zusammenhang zwischen dem Strom, der Position und der daraus resultierenden Kraft her. Als Basis der Tabelle dient eine FEM-Parameterstudie mit veränderlicher Rotorposition und Spulenstrom. Im äquidistanten Abstand von 0.05 mm im Bereich von 0.05 mm bis 1.2 mm wird der Strom von -4.8 A bis 4.8 A (in 0.3 A Schritten) variiert. Die entstehende Lookup-Tabelle zeichnet mit ihren 759 Einträgen ein sehr genaues Bild des Kraftverlaufes der beiden Magnetlager, wie Abbildung 7.14 zu entnehmen ist. Zwischen den Simulationspunkten wird die Kraft linear interpoliert.

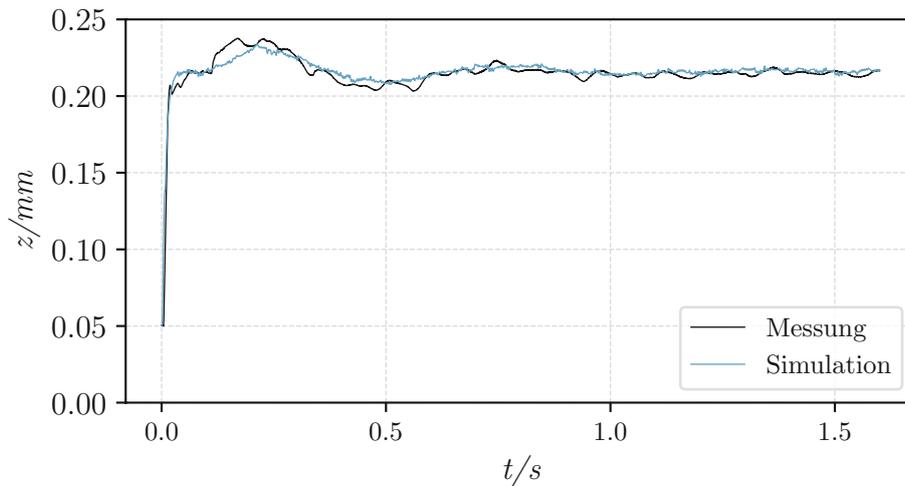


**Abbildung 7.14** Visualisierung der verwendeten Lookup-Tabelle. Der Strom als Eingangsvariable entspricht dem insgesamt in der H-Brücke fließenden Strom (Summe aus beiden Magnetlagern). Die einzelnen Kurven entsprechen unterschiedlichen Spaltabständen.

Bei Betrachtung von Abbildung 7.14 wird außerdem die Notwendigkeit der Begrenzung des negativen Stromes bei -6 A ersichtlich. Unter -6 A übersteigt das durch die Spulen aufgebaute Magnetfeld jenes der Dauermagnete. Es bildet sich ein magnetischer Fluss in entgegengesetzter Richtung aus. Aufgrund des Wirkprinzips der Lager bewirkt dieser ebenfalls eine Krafterhöhung. Die durch die beiden Magnetlager eingebrachte Kraft auf den Rotor kann mithilfe der Lookup-Tabelle sehr rasch und genau bestimmt werden. Von der direkten Einbindung der FEM-Simulation in das Simulink-Modell wird aufgrund der vorhandenen Rechenkapazität und der notwendigen Simulationszeit Abstand genommen.

### 7.3.3 Modellabgleich

Trotz der getätigten Vereinfachungen in Bezug auf die Abbildung der H-Brücke in der Simulationsumgebung zeigt Abbildung 7.15 eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Simulink-Modell und der gemessenen Position am realen Prototyp. Neben der Testung der einzelnen Softwarekomponenten dient das Modell zur Optimierung der FIR-Filter sowie zur Einstellung des PID-Reglers. Die Beschreibung des Startvorgangs sowie des stabilen Schwebezustandes am Prototypen findet im Unterkapitel 8.3 statt.



**Abbildung 7.15** Vergleich des Startvorganges zwischen dem gemessenen realen Systemverhalten (blau) und der Simulink-Simulation (schwarz).



# Kapitel 8

## Experimentelle Untersuchung und funktionelle Validierung

Im ersten Teil des achten Kapitels werden der mechanische Aufbau sowie die verwendete Sensorik des Lagerteststandes detailliert beschrieben. Eine aus fertigungstechnischer Sicht nähere Analyse der verwendeten Bauteile findet ebenso in diesem Abschnitt statt. Der zweite Teil des Kapitels befasst sich mit den durchgeführten Versuchen bzw. Testläufen, die eine umfassende Charakterisierung des Lagersystems hinsichtlich Stabilität, Effizienz und Stromverbrauch ermöglichen.

### 8.1 Mechanischer Aufbau des Lagerteststandes

Bei der Entwicklung und Auslegung des vorgestellten Lagerteststandes wird versucht, ein möglichst universelles Layout zu erzielen, mit dem Ziel, alle notwendigen Tests uneingeschränkt durchführen und wiederholen zu können. Die Anforderungsliste an den Teststand beinhaltet folgende Punkte:

- **Steifigkeit und Stabilität:** Der mit Abstand wichtigste Punkte des Lastenheftes stellt die Steifigkeit und Stabilität des gesamten Aufbaus dar. Während des Betriebes darf es zu keiner Beeinträchtigung der Funktion aufgrund von auftretenden Eigenfrequenzen oder Verformungen kommen.
- **Reduzierung von Störungseinflüssen:** Der Teststand darf die Funktionsweise der Magnetlager nicht beeinflussen. Vor allem im Nahbereich der beiden Lager ist ein besonderes Augenmerk auf die Auswahl der Materialien zu legen.
- **Vakuuntauglichkeit:** Für die Betrachtung der Effizienz des Lagersystems sind vergleichende Auslaufversuche in Vakuum und Luft notwendig. Der Teststand muss sich aus diesem Grund evakuieren lassen und hinreichend gasdicht sein.

- **Sicherheit:** Trotz der geringen Masse des Rotors von 4.7 kg stellt die Sicherheit einen wichtigen Punkt der Teststandentwicklung dar. Bei Drehzahlen jenseits der 1000 U/min muss im Falle eines Versagens des Lagersystems eine sicherheitstechnisch kritische Situation unterbunden werden. Gerade in der Anfangsphase der Versuchsreihen ist ein Sicherheitsabstand zum Teststand auch bei rotierendem Rotor nicht immer möglich.
- **Effiziente Fertigung:** Die einzelnen Bauteile des Lagerteststandes müssen aus leicht verfügbaren Standardwerkstoffen bestehen, deren Herstellung und Bearbeitung durch übliche Dreh- und Fräsoperationen erfolgen kann.
- **Kompaktheit:** Ganzheitlich betrachtet soll der Teststand kompakt und leicht zu transportieren sein, da durch das notwendige Vakuumequipment und die benötigte Druckluft der Teststand mehrmals transportiert und bewegt werden muss.

Um den aufgelisteten Anforderungen zu genügen, wird ein Großteil des Teststandes aus dickwandigen Aluminium-Bauteilen hergestellt. Für einen sicheren Stand und zur Reduzierung von Schwingungen besteht die Grundplatte aus 10 mm dickem Edelstahl. Für die Vakuumtauglichkeit ist eine vollständige Kapselung des Systems notwendig. Die Durchführung der notwendigen Steuer- und Sensorleitungen erfolgt durch vakuumtaugliche KF40C-Flansche. Abbildung 8.1 zeigt einen Schnitt durch den Lagerteststand. Für eine bessere Übersicht ist das drehende Rotorsystem nicht geschnitten dargestellt. In der Schnittansicht nicht zu erkennen ist der Anschluss für die Vakuumpumpe und der Anschluss für die Entlüftung, welche über eine verschraubte Verbindung am Gehäuse angebracht sind.

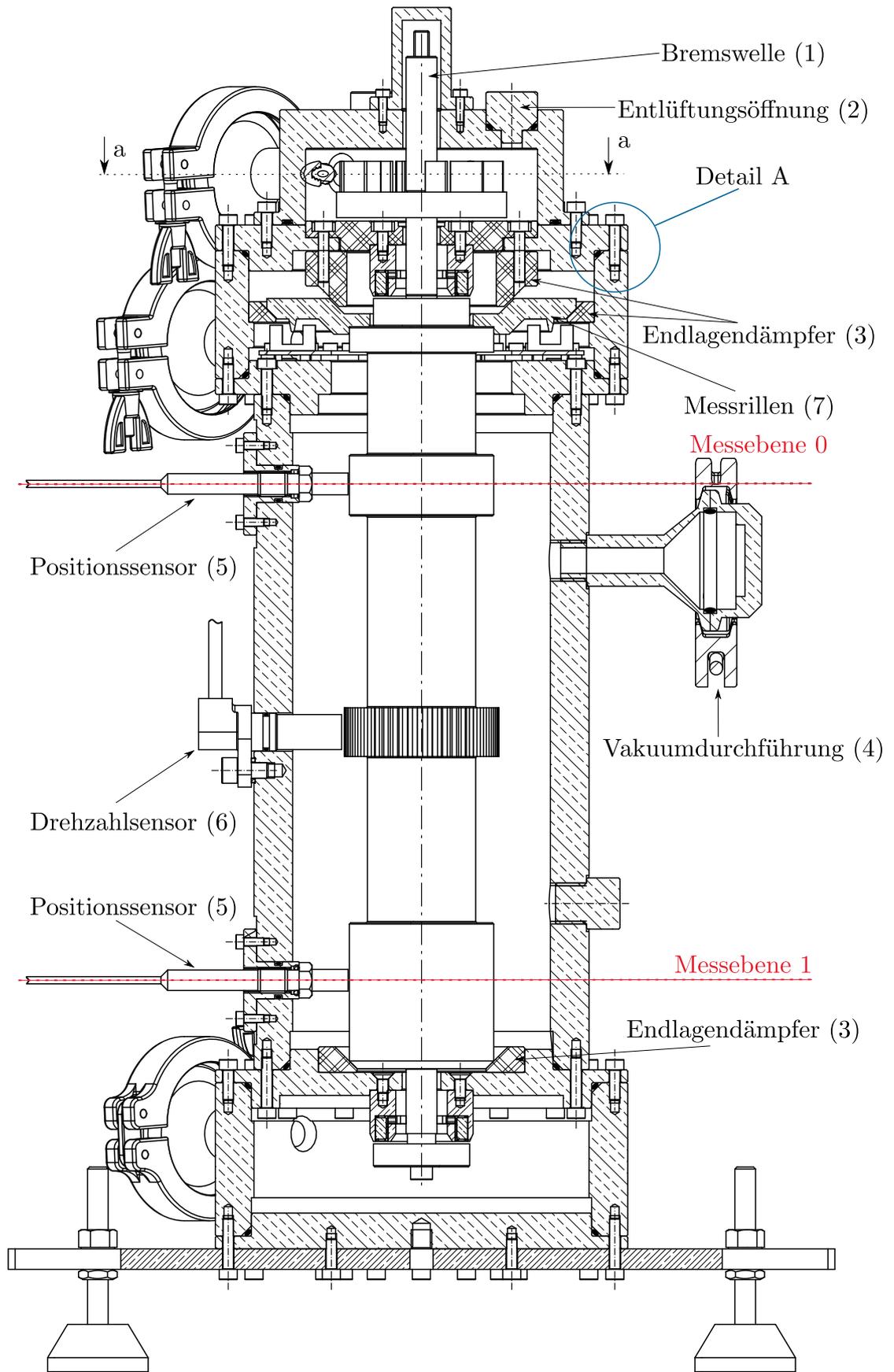


Abbildung 8.1 Schnittansicht des Lagerteststandes. Der Rotor ist zur besseren Übersicht nicht geschnitten dargestellt.

### 8.1.1 Sensorik zur Lagercharakterisierung

Der Teststand ist mit umfangreicher zusätzlicher Sensorik ausgestattet, die für den regulären Betrieb des Lagersystems nicht zwingend notwendig ist. Das ergänzende Messequipment dient der Lagebestimmung und der Drehzahlermittlung des Rotors sowie der Temperaturmessung eines Lagers. Alle verwendeten Sensoren sind vakuumtauglich. Durch vorgesehene Dichtflächen an den Sensoren wird das Handling stark vereinfacht, da sich nur eine Seite der Sensoren im Bereich des Vakuums befindet. Weitere Vakuumdurchführungen erübrigen sich. Für etwaige zusätzliche Messmittel und Durchführungen sind am Gehäuse mehrere Gewindebohrungen angebracht, die bei Nicht-Gebrauch mit Dichtschrauben und Blindflanschen verschlossen werden.

#### Lagemessung-Rotor

Die radiale Lagemessung des Rotors erfolgt durch vier Wirbelstromsensoren. Wie Abbildung 8.1 zu entnehmen ist, sind zwei Positionssensoren in einer Ebene angeordnet (Messebene 0 und 1). Zwei weitere Sensoren sind auf gleicher Höhe gegenüber der Symmetrieachse um  $90^\circ$  gedreht positioniert. Durch die parallele Anordnung der Sensoren im  $90^\circ$  Winkel zueinander können zwei Orbit-Diagramme erstellt werden, welche Aufschluss über die Lage der Rotorachse geben. Dadurch ist es möglich, sowohl die Verschiebung des Rotors in der XY-Ebene zu betrachten als auch die Verkippung des Rotorsystems bezüglich der vertikal verlaufenden Rotationsachse zu ermitteln. Die Position der beiden Sensorebenen wird hinreichend weit entfernt von den beiden Magnetlagern gewählt, um Störeinflüsse durch die Magnetfelder der Lager zu minimieren. Neben der maximalen Arbeitsfrequenz von 10 kHz ist der lineare Messbereich mit 1.5 mm laut Datenblatt angegeben [65].

#### Drehzahlmessung

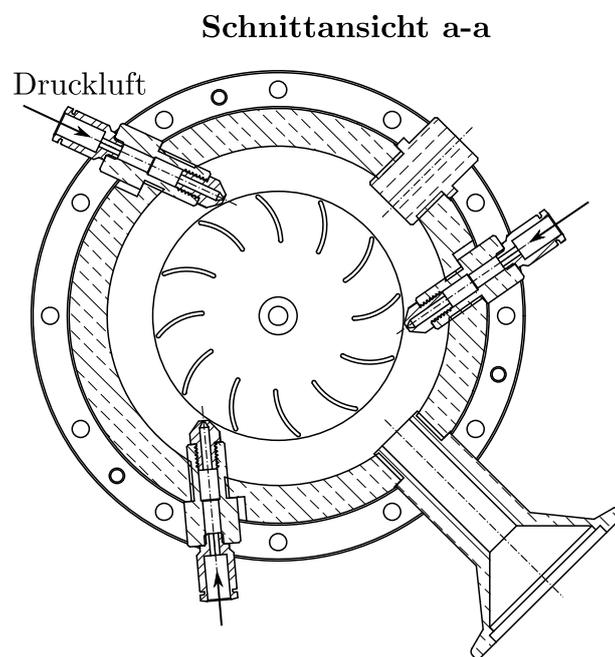
Für die Drehzahlmessung wird ein berührungsloser Zahnradsensor verwendet. Der Sensor misst dabei die Magnetfeldänderung eines internen Permanentmagneten, die durch ein ferromagnetisches Zahnrad hervorgerufen wird. Die Zahnradkontur ist im vorliegenden Fall direkt in den Rotor eingefräst, wie Abbildung 8.1 zu entnehmen ist. Das Messzahnrad weist eine Zähnezahl von 48 auf (siehe Datenblatt [66]). Die Drehzahlmessung stellt einen wichtigen Parameter für die Auslaufversuche, die maximal zu erreichende Drehzahl sowie für das Schwingungsverhalten beim Durchfahren von Eigenfrequenzen dar. Der Zahnradsensor ist in der Mitte des Rotors in der Nähe des Schwerpunktes angeordnet.

## Temperaturmessung

Die Messung der Lagertemperatur erfolgt am unteren Magnetlager mithilfe eines berührungslos messenden Infrarot-Temperatursensors von Micro-Epsilon (siehe [67]). Die Überwachung dient als Vorsichtsmaßnahme, um ein Überhitzen der Spulen frühzeitig zu erkennen. Zusätzlich liefert die Temperaturmessung einen Vergleichswert für die thermischen Simulationen, die im Unterkapitel 5.3 durchgeführt werden.

Alle aufgelisteten Sensorsignale werden von einem leistungsstarken Industrie-PC verarbeitet, der über die notwendigen Kommunikationsmodule verfügt. Neben der Speicherung der Sensorwerte (Abtastrate von 5 kHz) erfolgt auch eine Echtzeitvisualisierung der Daten. Darüber hinaus wird auch die Kommunikation mit der Kontroll- und Steuereinheit des Lagersystems über den Industrie-PC abgewickelt. Die übermittelten Daten umfassen jeweils die aktuellen Werte von Position, Geschwindigkeit, Strom, H-Brücken-Schaltstatus sowie die einzelnen P-, I-, D- und Tabellen-Lookup-Werte.

### 8.1.2 Rotor-Antrieb



**Abbildung 8.2** *Schnittansicht a-a des Teststandes (siehe Abbildung 8.1). Darstellung des Schaufelrades sowie der Druckluft-Antriebsdüsen.*

Der Rotor wird mit Hilfe von Druckluft beschleunigt. Dafür wird am oberen Ende des Rotors ein Schaufelrad angebracht. Über drei Druckluftdüsen wird eine tangentielle Kraft auf den Rotor aufgebracht, die eine Drehung des Rotors bewirkt. Der genaue Aufbau der Antriebseinheit ist in Abbildung 8.2 zu sehen.

Es wird für den Teststand auf den Einsatz eines Elektromotors verzichtet, da dadurch eine einseitig wirkende destabilisierende Kraft (exzentrischer Zug) vermieden und somit eine Verfälschung der Versuche aufgrund zusätzlich wirkender Kräfte ausgeschlossen werden können. Die Druckluftdüsen sind jeweils um  $120^\circ$  versetzt, sodass eine gleichmäßige Kraft auf den Rotor wirkt. Über die Regulierung des Durchflusses werden die Beschleunigung und in weiterer Folge die Drehzahl des Rotors gesteuert. Für die Durchführung der Versuche erfolgt die Regelung per Hand. Das Schaufelrad befindet sich im Vakuumbereich des Teststandes. Ein Hochdrehen des Rotors ist nur vor der Erzeugung des Vakuums möglich. Vorhandene Öffnungen, die einen Volumenstrom der Druckluft in die Umgebung erlauben, müssen vor der Vakuumerzeugung verschlossen werden. Dieser Umstand stellt eine Einschränkung dar. Aus technischer Sicht ist es jedoch nicht möglich, den Luftantrieb außerhalb des Vakuumbereiches ohne reibungsbehaftete Dichtungen zu realisieren, da dies wiederum eine Verfälschung der Messergebnisse zur Folge hätte. Versuche im Vakuum dienen vorrangig der Ermittlung der Effizienz (Verluste). Dies erfolgt über Auslaufversuche, eine Drehzahlerhöhung im evakuierten Zustand ist daher nicht nötig.

Das Abbremsen des Rotors erfolgt, bei Versuchen im Vakuum, durch das Einleiten von Luft. Gerade bei hohen Drehzahlen bewirkt der Luftwiderstand eine Drehzahlreduktion. Zusätzlich kann der Rotor per Hand durch Reibung abgebremst werden (siehe Abbildung 8.1, Bremswelle). Tritt während der Versuche eine unkontrollierbare Situation ein bzw. kommt es zu einem Versagen des Lagersystems, so fällt der Rotor in die Endlagendämpfer (siehe Abbildung 8.1 Endlagendämpfer). Diese sind zur Steigerung der Bremswirkung und zum Schutz des Rotors aus Kunststoff ausgeführt und verhindern einen metallischen Kontakt. Die Endlagenbegrenzungen sind im Falle eines Rotor-Absturzes rasch und unkompliziert austauschbar.

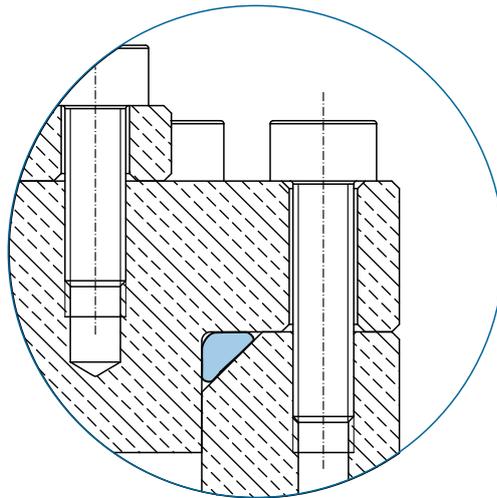
### 8.1.3 Vakuumtechnik

Der gesamte Testaufbau ist auf Vakuumtauglichkeit ausgelegt. In erster Linie dienen die Versuche unter Vakuum dazu, den Einfluss des Luftwiderstandes zu eliminieren. Dadurch ist eine Abschätzung der Verluste aufgrund der Wirbelströme und ohne aerodynamische Verluste möglich.

Die Abdichtung der Gehäuseteile erfolgt mit O-Ringen, die in Dreiecksnuten eingelegt werden. Im Gegensatz zu den üblichen Abdichtungen mit Rechtecksnuten ergibt sich dadurch ein deutlich geringerer Platzbedarf. Der Teststand wird insgesamt kompakter und lässt sich einfacher transportieren. Eine verwendete O-Ring-Dichtung ist exemplarisch in Abbildung 8.3 dargestellt. Eine große Anzahl an am Umfang der Flansche angebrachten Schraubenverbindungen

garantiert die notwendige Kompression der O-Ringe in den Dreiecksnuten. Die Positionssensoren und der Drehzahlsensor werden über radial angeordnete O-Ringe gegenüber dem Gehäuse abgedichtet. Dies erlaubt eine nachträgliche Messbereichseinstellung durch Verschieben des Wirbelstromsensors. Die Vakuumdurchführungen und nicht benötigte Durchgangslöcher werden mit flüssigem Gewindedichtmittel abgedichtet. Das Vakuum wird über eine Vakuumpumpe aufgebracht. Der Enddruck, bei dem die Vakuumversuche durchgeführt werden, beträgt 50 mbar.

Teststand - Detail A



**Abbildung 8.3** *Detailansicht A - Statische Vakuumabdichtung über Dreiecksnut*

## 8.2 Konstruktive Umsetzung und Fertigung der Magnetlager und des Teststandes

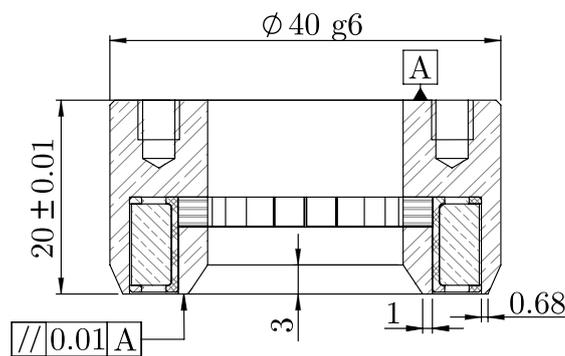
### 8.2.1 Magnetlager

Aus fertigungstechnischer Sicht stellt die Einfachheit der einzelnen Magnetlagerbauteile eine wesentliche Grundlage für eine kosteneffiziente Fertigung dar. Der verwendete Vergütungsstahl 1.6957 lässt sich gut zerspanend bearbeiten. Ein einzelnes Lager besteht insgesamt aus 26 Bauteilen, wobei der Großteil (22 Stück) auf die Zylindermagnete entfällt. Bei der Verwendung eines magnetischen Kreisringes reduzieren sich die Bestandteile auf fünf Stück. Alle zu fertigenden Bauteile sind mit üblichen fertigungstechnischen Maschinen (Drehen, Fräsen) herzustellen. Die notwendigen Toleranzen und Passungen werden durch das Lagerdesign auf ein absolutes Minimum reduziert.

Die Verwendung des Spulenhalters ermöglicht eine effiziente und fehlervermeidende Wicklung der Spulen, die eine anschließende Manipulation überflüssig machen und somit die Gefahr einer Beschädigung reduzieren. Dieser Arbeitsschritt lässt sich relativ leicht automatisieren, sodass ein hoher Durchsatz in der Produktion ermöglicht wird. Der Spulenhalter, der auch die Zentrierung der inneren Rillen übernimmt, ist aufgrund des verwendeten Werkstoffes (PE) relativ weich, wodurch ein leichtes Fügen mit den inneren Rillen bzw. mit dem Kern begünstigt wird.

Der Spulenhalter samt Spule, Zylindermagnete und innere Rille werden mit Harz im weichmagnetischen Kern vergossen. Die stoffschlüssige Klebeverbindung fixiert die Spule sowie die Magnete und reduziert dadurch das Geräuschniveau. Aufgrund der Längentoleranz der Magnete liegen diese nicht vollflächig auf. Bei einer Bestromung der Spulen kann es dadurch zu einer Geräuscherzeugung kommen.

Der weichmagnetische Kern als auch die inneren Rillen werden mit Übermaß im Bereich der Rillen gefertigt. Nach dem Vergießen mit Harz erfolgt ein anschließendes Überdrehen des gesamten Magnetlagers. Dadurch wird ein Höhenversatz der beiden Rillenflächen unterbunden. Zusätzlich kann damit die notwendige Parallelität zwischen der Befestigungsfläche und der Rillenfläche hergestellt werden (siehe Abbildung 8.4). Die einzigen kritischen Bemaßungen des Lagers stellen der Außendurchmesser (Toleranzfeld g6 bei  $\varnothing 40$  mm) sowie die Gesamthöhe des Lagers dar ( $\pm 0.01$ ). Der Außendurchmesser dient der genauen Positionierung der Lager im Teststand, während die Einhaltung der genauen Höhe zu einem gewünschten Spaltabstand bei beiden Lagern führt.



**Abbildung 8.4** *Fertigungszeichnung des Magnetlagers*

Versuche mit zerkratzten und leicht beschädigten Rillenflächen zeigen, dass kleine Imperfektionen und damit verbundene Flächenunterschiede keine messbare Auswirkung auf die Funktion des Lagersystems haben.

## 8.2.2 Teststand

Bei der konstruktiven Umsetzung des Lagerteststands wird ein Augenmerk auf eine modulare Bauweise gelegt, sodass einzelne Bauteile bei Bedarf rasch und unkompliziert ausgetauscht oder ersetzt werden können. Der Aufbau des Teststandes erlaubt weiters eine gute Erreichbarkeit aller innen liegenden Komponenten. So ist es möglich, durch Demontage jeweils eines von außen verschraubten Flansches die Positions- und Geschwindigkeitssensoren als auch die beiden Magnetlager zu erreichen. Auf die optimale Verlegung der Leitungen und die Position der Vakuumdurchführungen wird ebenfalls großer Wert gelegt. Die Lösung der Steuer- und Sensorleitungen ist nur bei Austausch der betroffenen Komponenten notwendig. Weiters kann die gesamte zusätzliche Sensorik, die der Zustandsüberwachung des Rotors dient, einfach und ohne Demontage des Teststandes entfernt bzw. ausgetauscht werden. Der gesamte Teststand ist in Abbildung 8.5 zu sehen. Die Sensor- als auch die Versorgungsleitung für die beiden Magnetlager sind im Bild nicht angeschlossen.



Abbildung 8.5 Gesamter Testaufbau des Reluktanzmagnetlagers

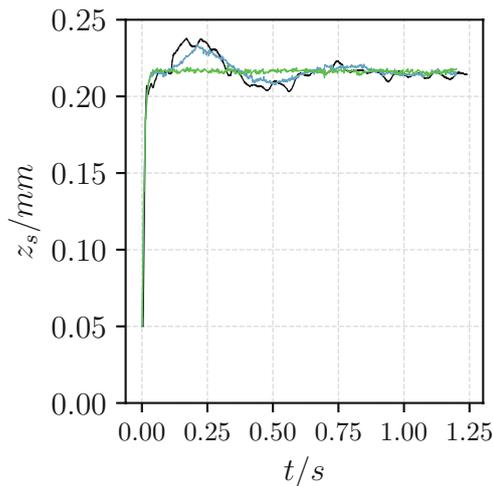
Das gesamte Gehäuse besteht aus einem dickwandigen Aluminiumrohr bzw. Adapter-Flanschen, welche eine Wandstärke von mindesten 10 mm aufweisen. Ein sicherer Betrieb kann damit gewährleistet werden. Die Mantelrohre weisen alle eine ähnliche und einfach zu fertigende Kontur auf. Die Fertigungstoleranzen und Passungen der Bauteile befinden sich im Standardbereich. Die Verbindungen zwischen den Rohrmanteln und den Flanschen sind durchgehend als H7/g6 Spielpassungen ausgeführt.

### 8.3 Schwebeversuche im stationären Zustand

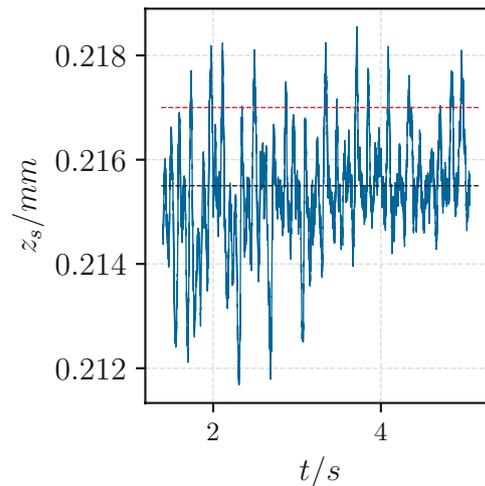
Die Schwebeversuche im stationären Zustand stellen einen wichtigen Teil des „Proof of Concept“ des Lagerdesigns dar. Es konnte damit die Funktionsweise der passiven radialen Rückstellkraft bestätigt werden. Zusätzlich zeigt sich, dass mit den verwendeten Dauermagneten und der identen Wirkrichtung beider Magnetlager der Strombedarf sehr gering gehalten werden kann.

Mit der im Unterkapitel 7.3 beschriebenen Modellierung des gesamten mechatronischen Systems in Matlab/Simulink wird ein PID-Parameterset bestimmt, welches einen stabilen Schwebezustand in axialer Richtung zulässt. Es zeigt sich, dass es einen breiten Parameterbereich gibt, in dem das System einen stabilen Schwebezustand erreicht. Die Unterschiede der einzelnen Parametersets, die in einem engen Rahmen variieren, sind in der Simulation nur sehr schwach ausgeprägt. Am Teststand wird auf Basis der ermittelten PID-Werte die Feinabstimmung durchgeführt. Dabei lassen sich die feinen Unterschiede zwischen den einzelnen Parametersets vor allem am akustischen Klang ausmachen. Insgesamt wird, aus Gründen des Stromverbrauches versucht, ein Parameterset mit möglichst kleinem D-Anteil zu finden.

Abbildung 8.6 zeigt den final eingestellten PID-Regler, der ein stabiles und stromsparendes Schweben ermöglicht. Der vermeintliche Einschwingvorgang ist nicht auf die Reglerparameter des PID zurückzuführen, sondern auf die Offsetkorrektur des Geschwindigkeitssignals. Bei ausgeschalteter Korrektur stellt sich kein Überschwingen ein, wie ebenfalls den Ergebnissen der Simulation in Abbildung 8.6 zu entnehmen ist (grüne Kurve). Aufgrund des Störverhaltens der analogen Geschwindigkeitsberechnung kann auf die Offsetkorrektur im Regelbetrieb nicht verzichtet werden. Da der Drift des Geschwindigkeitssignales nicht deterministisch bzw. wiederholbar auftritt, ist ein Vergleich mit einem am Teststand durchgeführten Experiment nicht aussagekräftig.



**Abbildung 8.6** Messung des Positionssignales (schwarze Kurve) im Vergleich zur Simulation bei ein- (blau) und ausgeschalteter (grün) Offsetkorrektur.

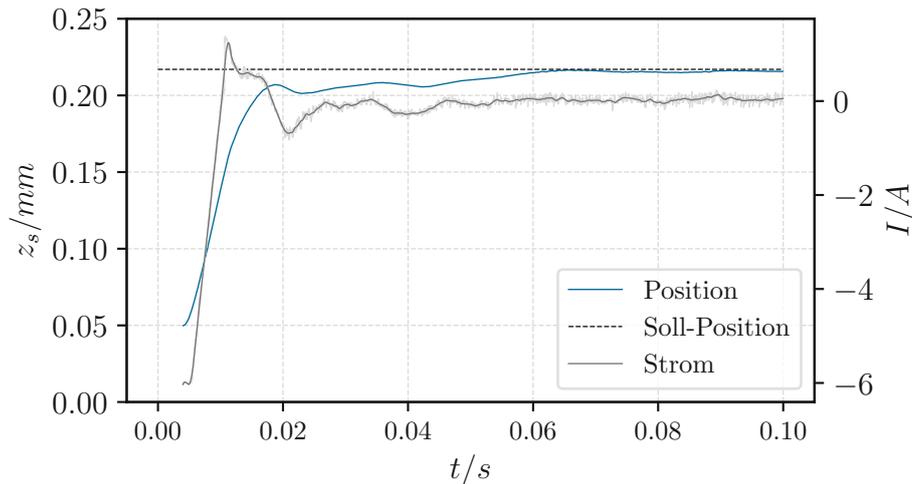


**Abbildung 8.7** Betrachtung des Positionssignales über mehrere Sekunden (blau). Die rote bzw. schwarz strichlierte Gerade stellt die initiale bzw. adaptierte Soll-Position dar

Wird die Position im stabilen, eingeschwungenen Zustand betrachtet (siehe Abbildung 8.7), erkennt man eine sehr geringe maximale Positionsschwankung von 0.006 mm (Peak-to-Peak). Der Regelkreis unterschreitet trotz des nicht optimalen Verhaltens des Stellgliedes (H-Brücke) eine Soll-Ist-Differenz von 0.01 mm deutlich. Für die angedachte Anwendung in einem Flywheel ist diese Genauigkeit absolut ausreichend. In Abbildung 8.7 sieht man weiters das Ergebnis der im Unterkapitel 7.1.4 beschriebenen Führungsgrößenanpassung. Die Soll-Position wird zur Effizienzsteigerung von 0.217 mm (hellgrau gestrichelte Gerade) auf 0.215 mm (schwarz gestrichelte Gerade) minimal verschoben. Für den in Abbildung 8.7 abgebildeten Abschnitt beträgt der Effektivwert des berechneten Stromes (berechnet nach Formel (8.1)) 0.07 A (für das gesamte Lagersystem). Da eine direkte Messung des Stromes mit den vorhandenen Mitteln (die Messung über einen Shunt-Widerstand würde das Messergebnis aufgrund des ohmschen Widerstandes verfälschen) nicht möglich ist, gibt das Labornetzteil, welches für die Versorgung der H-Brücke eingesetzt wird, Aufschluss über die Plausibilität des berechneten Effektivwertes. Der berechnete Strom wird durch die interne Strommessung des Labornetzteils bestätigt. Diese weist einen Stromfluss von zirka 0.08 A aus. Dabei werden zusätzlich die Verluste des internen Aufbaus der H-Brücke (Snubber, IGBTs) sowie die Verluste der Leitungen und Verbindungen berücksichtigt. Eine weitere Bestätigung des geringen Verbrauchs liefert die Betrachtung der Temperatur, die auch bei länger andauerndem Betrieb keine

aussagekräftige Steigerung erfährt (+0.1 °C bei einer Messwertauflösung von 0.1 °C). Bei einer Versorgungsspannung von 24 V ergibt sich eine Leistungsaufnahme der beiden Magnetlager inklusive peripherer Verluste von 1.9 W.

$$I_{eff} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=0}^n i_i^2} \quad (8.1)$$



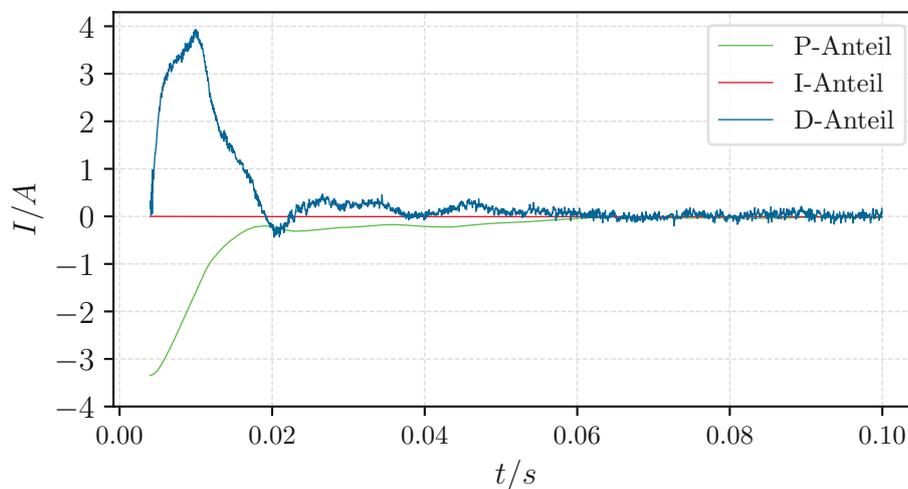
**Abbildung 8.8** Einschaltvorgang mit  $P=20$ ,  $I=0.0002$ ,  $D=0.2$  vor dem Einsetzen der Offsetkorrektur (Geschwindigkeit) und der Führungsgrößenanpassung (Position)

Betrachtet man den Einschwingvorgang vor dem Einsetzen der Offsetkorrektur und der Führungsgrößenanpassung (siehe Abbildung 8.8), so erkennt man einen minimal überschwingenden Kurvenverlauf, der sich aufgrund des spät wirkenden I-Anteils (kleiner I-Anteil) langsam der initial vorgegebenen Sollposition von 0.217 mm nähert. Der anfangs zum Ablösen von der oberen Endlagendämpfung benötigte Strom, der durch die Strombegrenzung auf -6 A limitiert ist, wird rasch reduziert und pendelt sich um null ein.

Der Verlauf des Stroms des PID-Reglers während des Einschaltvorganges ist in Abbildung 8.9 zu sehen. Der I-Anteil ist aufgrund des schnellen Einschwingens und des optimalen Arbeitspunktes gegenüber den anderen beiden Anteilen nicht wahrnehmbar. Der I-Anteil mit einem sehr geringen Koeffizienten von 0.0002 dient dem sehr langsamen Ausregeln von etwaig auftretenden langfristigen Soll-Ist-Abweichungen. Der I-Anteil wäre im vorliegenden Fall nicht notwendig, im Falle einer gewollten Arbeitspunktverschiebung ist er jedoch für die Erreichung des gewünschten Arbeitspunktes hilfreich.

Neben dem Strom des PID-Reglers wird noch der positionsabhängige Strom aus der Lookup-Tabelle addiert (siehe Unterkapitel 7.1.3), um den Soll-Strom zu erhalten.

Weiter ist der Abbildung 8.9 zu entnehmen, dass der D-Anteil im Vergleich zu den anderen Anteilen stark verrauscht ist. Eine Vergrößerung des D-Anteils bewirkt eine noch schnellere Ausregelung etwaiger Störungen, gleichzeitig werden das Rauschen und somit der Stromfluss negativ beeinflusst. Da für den vorliegenden Fall die Positioniergenauigkeit von unter 0.01 mm ausreichend ist, wird von einer weiteren Erhöhung des D-Anteils Abstand genommen. Noch deutlicher wird die Sensibilität des D-Anteils bei einer Drehung des Rotorsystems. Eine genaue Betrachtung des Einflusses der Rotation auf den D-Anteil erfolgt im Unterkapitel 8.4.

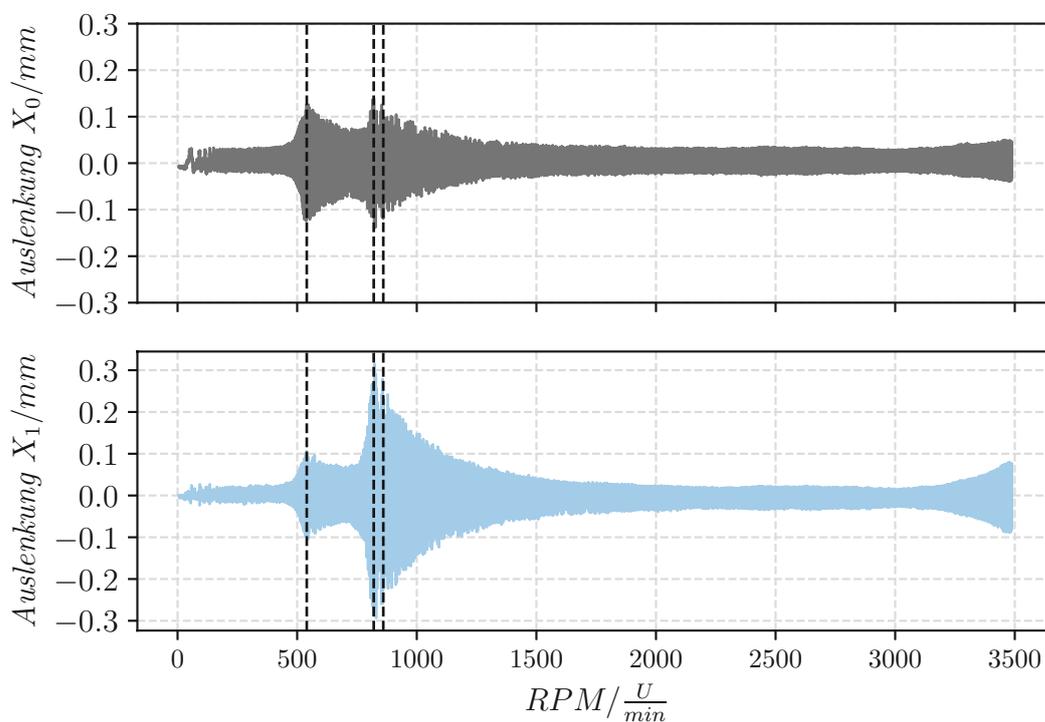


**Abbildung 8.9** Stromverlauf der Reglerkomponenten in den ersten 0.1 Sekunden nach dem Start.

## 8.4 Versuche bei drehendem Rotor

Zur Bestimmung der Rundlaufgenauigkeit wird der Rotor langsam gedreht. Dabei wird ein maximaler Rundlauffehler von  $\pm 0.03$  mm gemessen. Neben den fertigungstechnischen Toleranzen ist dieser Rundlauffehler auf die modulare Bauweise zurückzuführen. Die weit auskragende Antriebsscheibe erhöht die Unwucht des Rotors. Der gewählte Aufbau des Antriebs hält jedoch die radial wirkenden Kräfte sehr gering, was einer Verfälschung der Messergebnisse entgegenwirkt. Im Gegensatz dazu ruft ein Elektromotor eine umlaufende Zugkraft hervor, welche sich bei einem radialen Versatz verstärkt und den Rotor zusätzlich aus der Drehachse auslenkt.

Die Versuche zeigen eine sehr gute Übereinstimmung der ermittelten Eigenfrequenzen mit dem Systemverhalten des drehenden Rotors. Alle kritischen Drehzahlen können durchfahren werden, wodurch ein überkritischer Betrieb des Systems möglich ist. Die maximale Drehzahl beträgt 4500 U/min, wobei sich ab 3500 U/min die Unwucht des Rotors verstärkt bemerkbar macht. Durch eine kurze händische Stabilisierung des Rotors kann jedoch eine auftretende sich verstärkende radiale Exzentrizität reduziert werden. Die Antriebsleistung des Luftantriebes ist bei 4500 U/min noch nicht erschöpft, sodass bei einem gewuchteten Rotor weit höhere Drehzahlen ohne die notwendige dämpfende Wirkung von außen zu erwarten sind.



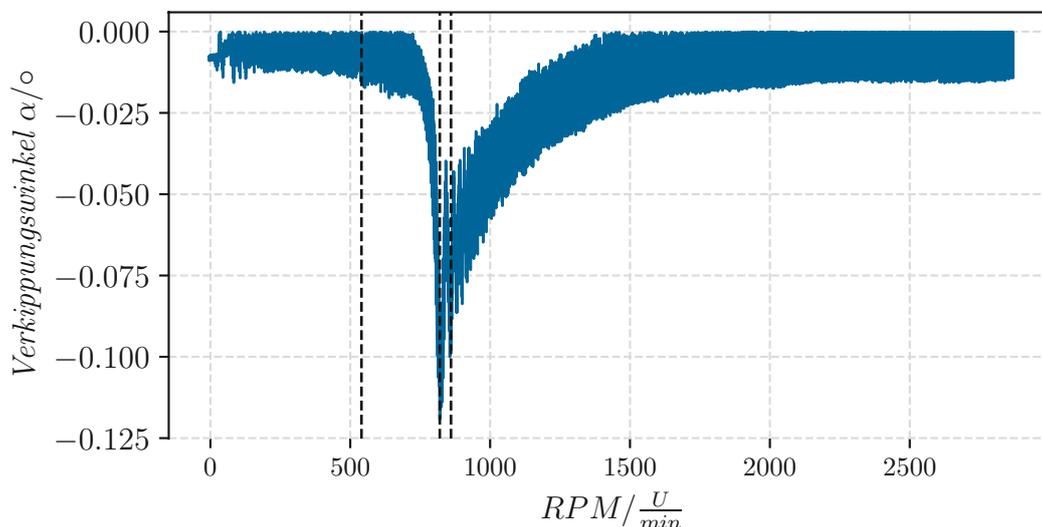
**Abbildung 8.10** Rotorversatz in X-Richtung, gemessen an der oberen ( $X_0$ ) und unteren ( $X_1$ ) Messebene in Abhängigkeit der Drehzahl, mit eingezeichneten kritischen Drehzahlen (540, 820 und 860 U/min).

Bis zu einer Drehzahl von 3500 U/min ist die stabilisierende Wirkung nicht notwendig. In Abbildung 8.10 ist die Auslenkung des Rotors in X-Richtung zu sehen. Sehr gut sind drei kritische Drehzahlen zu erkennen. Im Vergleich zu der Eigenfrequenz-Simulation sind die Resonanzbereiche etwas verschoben. Dieser Umstand ist auf die vereinfachte Abbildung der Lagersteifigkeit im FEM-Modell (Annahme eines linearen Weg-Kraft-Zusammenhanges als Lagersteifigkeit) zurückzuführen. Die Gegenüberstellung der simulierten und gemessenen kritischen Drehzahlen kann Tabelle 8.1 entnommen werden. Der 5.Mode, der eine Schwingung um die Z-Achse ausführt, kann durch die Abstandssensoren nicht erfasst werden, jedoch wird die Stabilität des Rotorsystems durch diese

Schwingungsform nicht beeinflusst. Im Bereich zwischen 1500 und 3000 U/min reduziert sich die Auslenkungen wieder, der Rotor zentriert sich. Neben den kritischen Drehzahlen ist in Abbildung 8.10 auch der langsam steigende Einfluss der Rotorunwucht ab 3200 U/min zu erkennen.

	Simulation / $\frac{U}{min}$	Messung / $\frac{U}{min}$
1.Mode	466	540
2.Mode	466	540
3.Mode	853	820
4.Mode	896	860
5.Mode	1288	-

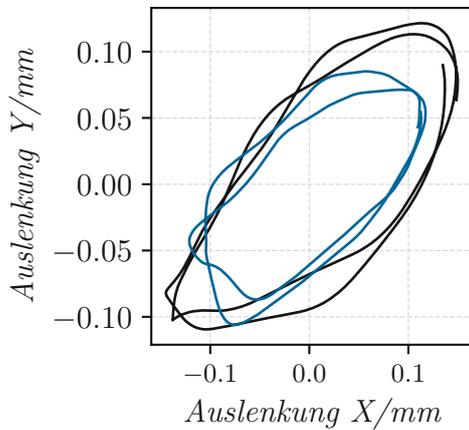
**Tabelle 8.1** Gegenüberstellung der simulierten und gemessenen kritischen Drehzahlbereiche



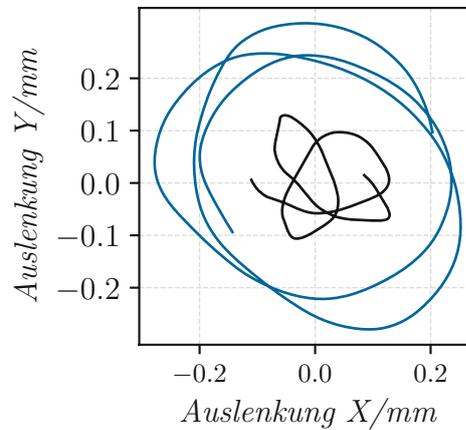
**Abbildung 8.11** Rotorverkippung  $\alpha$  bezüglich der Drehachse in Abhängigkeit der Drehzahl mit den eingezeichneten kritischen Drehzahlen (540, 820 und 860 U/min)

Betrachtet man den Verlauf des Verkippungswinkels des Rotors in Hinblick auf die Drehachse (Z-Achse) (siehe Abbildung 8.11), wird ersichtlich, dass die Modeformen mit den simulierten Schwingungsformen übereinstimmen. Der leichte Winkeloffset ab Beginn lässt auf eine nicht perfekte Konzentrität der beiden Magnetlager bzw. der beiden am Rotor befestigten Rillen schließen. Im Bereich der dritten und vierten kritischen Drehzahl (zweite und dritte schwarz strichlierte Linie in Abbildung 8.11) erfährt der Rotor eine Verkippung um die Rotationsachse, während bei der ersten und zweiten Eigenfrequenz (erste schwarz strichlierte Linie in Abbildung 8.11) der Rotor eine translatorische Bewegung in X und Y durchführt.

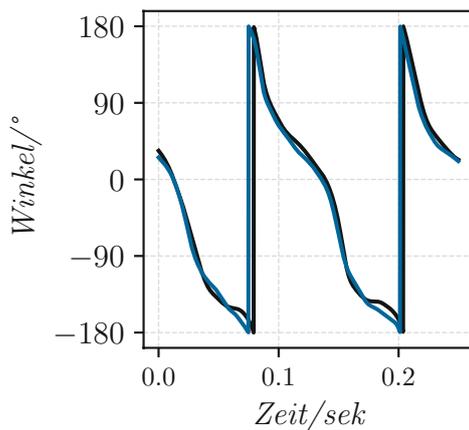
Abbildung 8.12a und 8.12b stellen die Position des Rotors in den beiden Messebenen 0 und 1 (siehe Abbildung 8.1) dar. Die beiden Messebenen werden dabei durch die oberen bzw. unteren Positionssensoren (Eddy-Sensoren) aufgespannt.



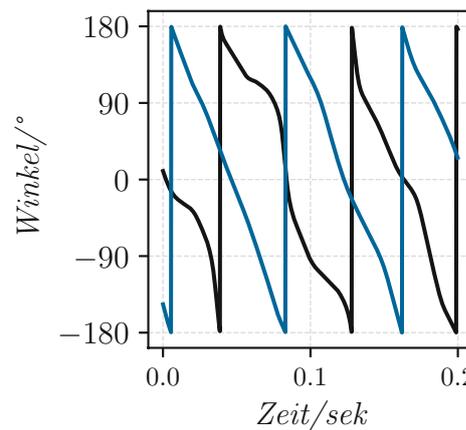
(a) Orbitplot im Bereich der ersten kritischen Drehzahl (540 U/min)



(b) Orbitplot im Bereich der zweiten kritischen Drehzahl (820 U/min)



(c) Phasenwinkel (Polarkoordinaten) der Auslenkung im Bereich der ersten kritischen Drehzahl (540 U/min)



(d) Phasenwinkel (Polarkoordinaten) der Auslenkung im Bereich der zweiten kritischen Drehzahl (820 U/min)

**Abbildung 8.12** Orbitplot sowie Phasenwinkel (Polarkoordinaten), gemessen in der Messebene 0 (schwarze Kurven) und Messebene 1 (blaue Kurven) des Rotors im Bereich der kritischen Drehzahlen. Die genaue Position der beiden Messebenen kann Abbildung 8.1 entnommen werden.

Sehr gut ist die Überlagerung der ersten und zweiten Schwingungsform bei 540 U/min zu sehen, aus der eine elliptische Orbitform resultiert. Bei der ersten kritischen Drehzahl (540 U/min) ist, wie aus Abbildung 8.12c sehr gut hervorgeht, der Rotor in der oberen und unteren Messebene in Phase, d.h. der Rotor bewegt sich an beiden Enden auf einer ähnlichen elliptischen Kurve, die in gleicher Richtung durchfahren wird. Der Rotor erfährt dabei, wie

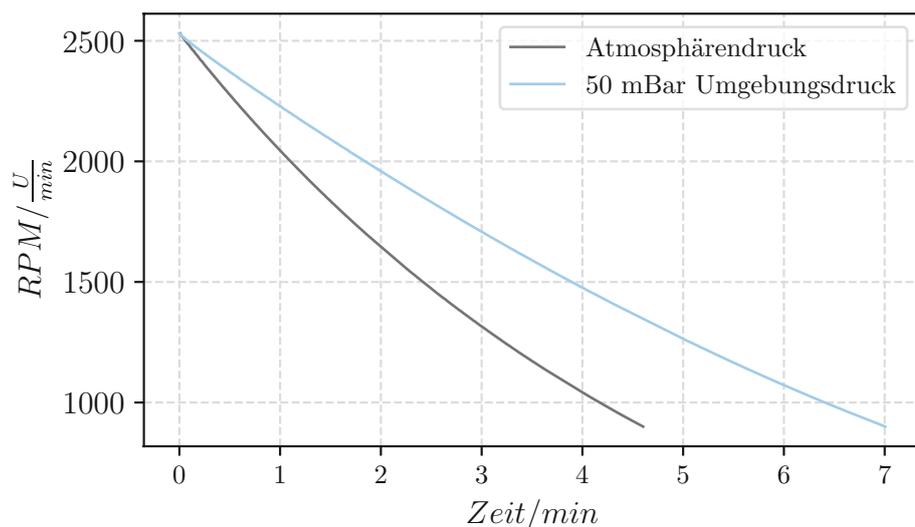
auch die Ergebnisse der Modal-Simulation (siehe Abbildung 5.15a und 5.15b) verdeutlichen, eine sehr geringe Verkipfung.

Im Gegensatz dazu verkippt der Rotor im Bereich der zweiten kritischen Drehzahl (820 U/min). Anhand des Versatzes der beiden Phasenwinkel ist dieser Umstand in Abbildung 8.12d deutlich zu erkennen. In diesem Drehzahlbereich ist die Auslenkung am unteren Teil des Rotors (blaue Kurve) größer als in der oberen Hälfte (schwarze Kurve). Während die Auslenkungen in der unteren Messebene in X- und Y-Richtung ähnlich stark ausgeprägt sind und die Orbitform daher einem Kreis ähnelt, stellt sich die Orbitform in der oberen Messebene als elliptische Form dar, die über die Zeit eine Drehung erfährt.

Alle vier verwendeten Eddy-Sensoren zeigen mit der Drehzahl periodisch auftretende Imperfektionen, wie den beiden Abbildung 8.12a und 8.12b zu entnehmen ist. Diese sind auf die Oberflächengüte und das Materialgefüge des Rotors zurückzuführen. Vergleiche zwischen dem nicht drehenden Rotor und dem mit geringer Drehzahl rotierenden Rotor zeigen, dass hier keine Störungen durch etwaige erzeugte magnetische und elektrische Felder der beiden Magnetlager vorliegen.

## 8.5 Auslaufversuche

Für die Bestimmung des wirkenden Bremsmomentes werden Auslaufversuche ab 2500 U/min durchgeführt. Eine Gegenüberstellung von Versuchen unter Atmosphärendruck und im Vakuum lassen Rückschlüsse auf die wirkenden Wirbelströme zu. Unter Verwendung der vorhandenen Vakuumpumpe kann ein Grobvakuum mit 50 mBar erzeugt werden. In diesem Druckbereich ist der aerodynamische Widerstand noch nicht vernachlässigbar, jedoch stark reduziert. Die Versuche können daher für eine Abschätzung herangezogen werden. Verringert sich der Druck von 1 bar auf 50 mBar, so sinkt unter der Annahme eines idealen Gases und bei konstanter Temperatur die Dichte auf  $0.05941 \text{ kg/m}^3$ . Der reduzierte aerodynamische Widerstand ist sehr deutlich in Abbildung 8.13 zu sehen. Die Auslaufversuche können nicht bis zum Stillstand durchgeführt werden, da beim Durchfahren der Eigenfrequenzen eine stark erhöhte Abbremsung erfolgt. Es kann kein Unterschied im dynamischen Systemverhalten zwischen dem Betrieb unter Atmosphärendruck und im Vakuum festgestellt werden.



**Abbildung 8.13** Auslaufversuch ab 2500 U/min unter Atmosphärendruck sowie im Grobvakuum bei 50 mBar

Aus den Auslaufversuchen kann die auftretende Winkelbeschleunigung berechnet werden. Das Trägheitsmoment wird anhand des CAD-Modells ermittelt. Das Bremsmoment ergibt sich nach Formel (8.2).

$$M_B = J_Z \cdot \dot{\omega} \quad (8.2)$$

Bei einer Drehzahl von 2500 U/min ergibt sich ein Bremsmoment von 0.024 Nm unter Atmosphärendruck, während das Bremsmoment bei einem Druck von 50 mBar auf 0.014 Nm sinkt. Andere Magnetlager weisen bei Umrechnung auf ein einheitliches Trägheitsmoment ein ähnliches Bremsmoment auf, wie beispielsweise [39] zu entnehmen ist.

# Kapitel 9

## Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit konnten die grundlegenden theoretischen Überlegungen bezüglich des Konzepts eines radial selbstzentrierenden homopolar wirkenden Magnetlagers anhand umfangreicher Simulationen und Versuche vollumfassend bestätigt werden. Neben der entscheidenden Erbringung des „Proof of Concepts“ erfolgte eine detaillierte Charakterisierung der Lagereigenschaften, welche eine genaue Abschätzung der möglichen Einsatzgebiete des Lagers zulassen. Neben dem neuartigen Magnetlagerdesign wurde in dieser Arbeit auch ein kosteneffizientes Sensorsystem präsentiert, welches sich aufgrund seines Aufbaus auch für andere Einsatzzwecke eignet. Es konnte gezeigt werden, dass das vorliegende Magnetlagerkonzept im überkritischen Drehzahlbereich betrieben werden kann. Das Lager eignet sich daher im Speziellen für die in der Einleitung erwähnten Rotationsenergiespeicher. Die Versuche am Teststand haben verdeutlicht, dass das Lagerkonzept einen äußerst geringen Strombedarf aufweist, der durch ergänzende Optimierungen weiter reduziert werden kann. Die geringe Anzahl an erforderlichen Sensoren sowie die damit verbundene minimale Komplexität des Regel- und Steuerkreises ermöglichen ein ressourcen- als auch kosteneffizientes Lagersystem. Beide Aspekte stellen Anforderungen an zukünftige Energiespeichersysteme dar. Der Einsatz des präsentierten Magnetlagerdesigns in FES-Systemen kann daher in hohem Maß zu deren Konkurrenzfähigkeit beitragen.

Die theoretische Wirkweise des Magnetlagerdesigns wurde im ersten Abschnitt dieser Arbeit im Detail erläutert (Kapitel 4). Eine genaue Einteilung und Abgrenzung des selbstzentrierenden homopolaren Reluktanzmagnetlagers im Kontext der vorhandenen Magnetlagertechnologie stellte die Basis für eine umfassende Aufarbeitung des aktuellen Standes der Technik dar. Neben der Beschreibung des Einflusses eines nicht idealisierten Lagerdesigns auf die Funktionsweise erfolgte ebenfalls eine Charakterisierung der verwendeten Materialien. In weiterer Folge wurde die Funktionsweise zweier Magnetlager im Lagerverbund näher erläutert. In der vorliegenden Rotorkonfiguration kann ein

sicherer und stabiler Betrieb nur im Lagerverbund gewährleistet werden. Der Fokus wurde dabei auf die Beschreibung des Einflusses einer Rotorverkipfung um die Drehachse (Z-Achse) und auf die wirkenden radialen und axialen Kräfte bzw. Momente gelegt. Ergänzend wurde ein geometrisches Kriterium erarbeitet, welches die Basis für ein stabiles System darstellt und somit erfüllt werden muss.

Kapitel 5 beschreibt die Numerik. Die zu Beginn angeführte überblicksmäßige Beschreibung der Kraftberechnung stellte die Grundlage für die umfangreich durchgeführten Simulationen dar. Die magnetostatischen Studien mit variablem Strom und Spaltabstand bildeten die Basis für die Auslegung des Regelkreises. Die Nutzung der vorhandenen Symmetrien macht es möglich, eine große Anzahl an Studien mit den vorhandenen Rechnerressourcen durchzuführen. Die genaue Bestimmung der radialen Rückstellkräfte wurde dadurch ermöglicht. Aus den umfangreichen Simulationsergebnissen konnten die unterschiedlichen Steifigkeiten abgeleitet werden. Eine genaue Charakterisierung des Lagerverhaltens schloss die FEM-Simulationen im Bereich der Magnetostatik ab. Aufgrund der geringen radialen Steifigkeiten eignet sich das Magnetlager für Anwendungen mit geringen, quer zur Drehachse wirkenden Kräften. Demzufolge kann das Magnetlager nur mit vertikaler Drehachse verwendet werden. Als Hauptanwendungsgebiet ist das bereits erwähnte FES-System zu nennen, bei dem durch eine Wuchtung des Rotors keine radialen Kräfte zu erwarten sind. Die modalanalytische Betrachtung des gesamten Rotorsystems ist ein zentraler Aspekt im Hinblick auf das Systemverhalten im rotierenden Zustand. Eine erste grobe Abschätzung konnte durch eine analytische Betrachtung eines Ersatzmodelles vorgenommen werden. Der genaue Einfluss der Drehzahl und der damit auftretenden Coriolis-Beschleunigung auf die kritischen Drehzahlen wurden mit Hilfe von FEM-Simulationen bestimmt. Eine thermische Begutachtung des gesamten Teststandes bildet den Abschluss des Kapitels. Dadurch konnte eine Abschätzung der zu erwartenden Wärmeabgabe bzw. der Temperaturverteilung durchgeführt werden. Der geringe Energiebedarf des Magnetlagers ist ausschlaggebend dafür, dass keine nennenswerte Erwärmung bei Betrieb des Lagers im optimierten Arbeitspunkt festgestellt werden konnte.

Im nachfolgenden Kapitel wurden der Aufbau und die Entwicklung der notwendigen axialen Abstands- und Geschwindigkeitmesseinrichtung beschrieben. Das Messsystem, dessen Basis kostengünstige Lichtschranken bilden, weist trotz der unmittelbaren Nähe zu den Spulen und Permanentmagneten eine sehr hohe Genauigkeit bei gleichzeitig geringer Störanfälligkeit auf. Durch die Verwendung von insgesamt vier um 60 Grad gedrehte Sensoren konnte ein Messsystem entwickelt werden, welches Messfehler durch eine Verkipfung oder radiale Verschiebung des Rotors kompensiert. Die Sensorik weist eine vielfach bessere Messauflösung auf, als für das vorhandene System notwendig wäre. Im

Kapitel 6 erfolgte zusätzlich eine ausführliche Beschreibung des Signalpfades sowie der verwendeten Signalaufbereitung.

Die in Kapitel 5 und 6 gewonnenen Ergebnisse stellten die Grundlage für die Entwicklung des Regelkreises dar. Es wurde auf ein vorgefertigtes industrielles Regel- und Steuersystem verzichtet, sodass eine optimal abgestimmte Reglerstruktur sowie Signalverarbeitung verwirklicht werden konnten. Neben der bestmöglichen Abstimmung der verwendeten FIR-Filter erfolgte auch die grundlegende Koeffizientenbestimmung des Regelkreises anhand von Simulationen. Hierfür wurden das gesamte mechatronische System, die H-Brücke sowie der Regelkreis und die digitalen Filter in Matlab/Simulink abgebildet. Auf eine Rückführung des aktuellen Spulenstroms in den Regelkreis wurde verzichtet. Anstelle dessen wurde ein eigenes Stromkalkulationsmodell entwickelt und implementiert, welches den aktuellen Strom analytisch berechnet. Es konnte dadurch die Anzahl der notwendigen Sensoren auf ein absolutes Minimum reduziert werden. Damit lässt sich die gesamte Steuer- und Regeleinheit zeitnah auf wechselnde Bedürfnisse (Skalierung des Magnetlagers) adaptieren. Eine abschließende Gegenüberstellung zeigte trotz der getroffenen Vereinfachungen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und den durchgeführten Messungen.

Der letzte Abschnitt behandelt den Aufbau und die Umsetzung des Teststandes. Dieser wurde derart konzipiert, dass neben der Durchführung zahlreicher stationärer Schweberversuche auch Dreh- und Auslaufversuche absolviert werden konnten. Weiters diente der Testaufbau der positionsabhängigen Messung der axialen Kraft. Es war dadurch möglich, die durchgeführten Simulationen zu verifizieren. Anhand erster Schweberversuche konnten die aus den Simulationen erlangten Reglerparameter getestet und feinjustiert werden. Dabei wurde rasch ein optimiertes Setup gefunden, welches den notwendigen Spulenstrom im stationären Schwebezustand auf ein Minimum bringt. Im Durchschnitt benötigt das gesamte Lagersystem (oberes und unteres Magnetlager) 0.06 A. Dies ergibt umgerechnet weniger als 2 W, die notwendig sind, um den Rotor (4.7 kg) stabil in Schwebelage zu halten. Im rotierenden Zustand steigt die erforderliche Leistung auf ca. 3.5 W. Der Anstieg ist auf Imperfektionen der Messscheibe und auf Störungen aufgrund der erhöhten Dynamik während der Rotation zurückzuführen. Den zentralen Teil dieses Abschnitts bildeten die Hochdrehversuche. Diese zeigten, dass die kritischen Drehzahlen überwunden werden konnten und das System überkritisch betrieben werden kann. Für das Lagersystem mit vorherrschender geringer radialer Steifigkeit stellt die Möglichkeit des überkritischen Betriebs eine unabdingbare Notwendigkeit dar, um für die Anwendung in FES-Systemen in Frage zu kommen.

Das in der Arbeit vorgestellte Lagerdesign bietet eine breite Basis für weitere umfassende Entwicklungen und Optimierungen im Bereich des selbstzentrierenden homopolar wirkenden Reluktanzmagnetlagers. Im Folgenden wird zum einen ein Überblick über mögliche weiterführende Forschungsansätze mit Optimierungspotential hinsichtlich der Effizienz und Kosten gegeben und zum anderen ein Ausblick über mögliche Weiterentwicklungen im Bereich der kinetischen Energiespeicher in Verbindung mit dem beschriebenen Lager gegeben.

Beim verwendeten Messaufbau wurde darauf geachtet, das gesamte System modular aufzubauen, um im Falle eines Fehlers bzw. Defektes unkompliziert und rasch reagieren zu können. Eine Positionierung der Antriebsschaufeln direkt am Rotor sowie die direkte Einbringung der oberen Rotorrillen in den Rotor würden zu einer Verbesserung der Rundlaufgenauigkeit des Systems führen. Am aktuellen Teststand konnte diese Geometrie aufgrund der stufenweisen Entwicklung nicht berücksichtigt werden. Für den kommerziellen Einsatz wird keine Überwachung der Achsenlage benötigt. Dies ist ein Punkt, der die Rotorgeometrie stark vereinfacht. Es wird dadurch möglich, den Rotor in einer Aufspannung zu fertigen, wodurch die Rundlaufgenauigkeit und Achsenkonzentrität der Rotorrillen verbessert werden können. Je nach gefordertem Betrieb bzw. maximaler Drehzahl sollte es damit möglich sein, den Rotor auch ohne Wuchten stabil zu betreiben, wodurch sich die Kosten aus fertigungstechnischer Sicht weiter reduzieren.

Weiterführende Forschungen können ebenso im Bereich der gesamten Sensor- und Reglereinheit durchgeführt werden. Für den kommerziellen Betrieb kann auf einen Großteil der Kommunikationsschnittstellen verzichtet werden. Der Einsatz eines günstigeren Modells anstatt des leistungsstarken Mikrocontrollers ist anzudenken, da sich in Laufe der Entwicklung zeigte, dass auf einige zu Beginn implementierte rechenintensive Filter (Notch-Filter) durch eine Adaptierung der Messrillen-Position verzichtet werden kann. Eine Ausführung der Sensor- und Reglereinheit als integrierter Schaltkreis bietet eine zusätzliche Möglichkeit der Kostenreduktion. Eine vollkommene Integration der gesamten Steuer- und Regeleinheit in das Lagersystem reduziert darüber hinaus die Anzahl notwendiger Konnektoren und Kabel.

Die verwendete H-Brücke wurde nicht speziell auf den vorliegenden Anwendungsfall ausgelegt. Eine genaue Abstimmung auf die verwendeten Magnetlager sowie eine Überarbeitung in Hinblick auf eine ausgangsseitige Filterung bewirken eine Senkung der auftretenden thermischen Verluste in den Elektronikkomponenten. Demzufolge kann ein präzise arbeitendes Stromkalkulationsmodell realisiert werden, da die Kennlinie während des Schaltvorganges der H-Brücke besser bestimmt/definiert werden kann. In

Kombination mit einer Erhöhung der möglichen Schaltfrequenz kann der benötigte Strom genauer und auch schneller erreicht werden.

Eine Optimierung der verwendeten Werkstoffe kann die Effizienz des Magnetlagers nochmals deutlich steigern. Die Verwendung eines Magnetringes anstelle der einzelnen Zylindermagnete reduziert die Flussdichteschwankungen entlang des weichmagnetischen Kerns und der inneren Rillen. Auftretende Wirbelströme am Rotor können dadurch gesenkt werden. Der Austausch des eingesetzten Werkstoffes mit - aus magnetischer und elektrotechnischer Sicht optimierten Materialien - wirkt sich positiv auf die Effizienz aus.

Als bedeutendster Entwicklungsschritt im Hinblick auf den Einsatz des Magnetlagers in FES-Systemen ist die Reduktion des Lagersystems auf eine Einlagerlösung zu betrachten. Durch eine Änderung der Rotorgeometrie kann den notwendigen geometrischen Anforderungen Genüge getan werden, ohne die radiale Stabilität als auch die Kippstabilität des Systems negativ zu beeinflussen. Neben einer Halbierung der erforderlichen Lagerkomponenten entfällt die Welle durch das untere Lager. Eine Einlagerlösung bietet zusätzlich eine starke Vereinfachung in Bezug auf den Fertigungsprozess des rotierenden Systems. Es wird dadurch möglich, den gesamten rotierenden Apparat (Messrillen, Rotor und rotierender Teil des Magnetlagers) aus einem Bauteil in einer Aufspannung zu erstellen.

Eine vergrößerte und adaptierte Variante des Magnetlagers wurde in Verbindung mit einem Flywheel-Prototyp im Zuge eines weiterführenden Projekts getestet. Im Vordergrund stand dabei in erster Linie die Untersuchung fertigungstechnischer Aspekte (Genauigkeit, Maßhaltigkeit sowie Fertigungseffizienz). Aufgrund des Gewichtes des Flywheel-Rotors - die rotierende Masse hatte ein Gewicht von zirka 1200 kg - mussten sehr starke Neodym-Magnete verwendet werden. Um eine einfache Handhabung der Magnete zu ermöglichen sowie die notwendige Arbeitssicherheit zu gewährleisten, wurden die Magnete unmagnetisiert verbaut und erst im assemblierten Zustand aufmagnetisiert. Simulationen als auch Versuche am Flywheel-Prototypen zeigten eine sehr gute Skalierbarkeit des homopolar wirkenden selbstzentrierenden Reluktanzlagers. Neben dem Magnetlager wurden bei dem vergrößerten Prototyp auch die optimale Form und Kontur eines Eisenrotors untersucht. Es wurde eine Kontur gewählt, die eine annähernd konstante Spannung entlang des Querschnitts des Rotors zulässt. Dabei stand aufgrund der komplexen Form wieder die fertigungstechnische Machbarkeit im Vordergrund.

Die Kontur des Rotors sowie die Dimensionen des Flywheel-Prototypen können Abbildung 9.1 entnommen werden. Das System ist auf eine Drehzahl von 12000 U/min ausgelegt und weist einen maximalen Energieinhalt von 15 kWh auf.



**Abbildung 9.1** *Flywheel-Prototyp mit selbstzentrierendem homopolarem Reluktanzlager. Kaskadierte Rotorgeometrie zur Reduzierung der Spannungen im Bereich der Rotationsachse (Bildquelle: IFT)*

Die gute Skalierbarkeit, die geringe Anzahl an Komponenten sowie die stark vereinfachte Komplexität des Regel- und Steuerkreises lassen das vorgestellte Magnetlagerdesign in den Fokus rücken. In Kombination mit weiteren Entwicklungen im Bereich der Rotortechnik bei Flywheel-Systemen kann das homoplare selbstzentrierende Reluktanzlager dazu beitragen, kinetische Energiespeicher in einem erweiterten Marktbereich konkurrenzfähig zu machen.

Insbesondere bei hohen bis sehr hohen Lastzyklen bringt das magnetgelagerte Flywheel-System relevante Vorteile. Im Gegensatz zu chemischen Speichern unterliegen kinetische Rotationsspeicher aufgrund der fehlenden Reibung, theoretisch keinem Verschleiß. Eine Reduzierung bzw. ein Ausfall der Speicherkapazität ab einer gewissen Lastzyklenzahl ist nicht zu erwarten.

Das Gesamtsystem "Flywheel" birgt, sofern eine Kostenoptimierung gelingt, in unterschiedlichen Branchen beträchtliches Potential für die Zukunft, da es als wettbewerbsfähige "grüne" Alternative zu anderen Energiespeichern am Markt gesehen werden kann. Im Kontext der Netzstabilisierung und der Integration erneuerbarer Energien bietet das Flywheel eine optimale Ergänzung. Das in dieser Arbeit vorgestellte Magnetlager trägt durch seine Einfachheit und die daraus resultierenden geringeren Kosten dazu bei, diesem Ziel einen wesentlichen Schritt näher zu kommen.



# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1	<i>Überblick über aktuelle Speichertechnologien</i>	3
Abbildung 1.2	<i>Schematischer Aufbau eines Schwungradspeichers</i>	5
Abbildung 1.3	<i>Kinetischer Energiespeicher Chakratec [17]</i>	9
Abbildung 1.4	<i>STORNETIC Energiespeicher [12]</i>	10
Abbildung 1.5	<i>Beacon Power Anlage zur Netzstabilisierung [26]</i>	10
Abbildung 1.6	<i>Flywheel - Bremsenergie Rekuperation [28]</i>	11
Abbildung 1.7	<i>Am IFT mitentwickelter Flywheelprototyp</i>	12
Abbildung 2.1	<i>stromdurchflossener Leiter und Permanentmagnet</i>	16
Abbildung 2.2	<i>Anziehungskraft eines Elektromagneten</i>	17
Abbildung 2.3	<i>Reluktanzkraft auf ein radial verschobenes Eisenstück</i>	20
Abbildung 2.4	<i>Hysteresekurve</i>	22
Abbildung 2.5	<i>Einteilung der Magnetlagerarten</i>	23
Abbildung 2.6	<i>1-achsiger Regelkreis</i>	26
Abbildung 2.7	<i>Typische Magnetlagerkonfiguration</i>	27
Abbildung 2.8	<i>Flussdichteverlauf bei unterschiedlichen Magnetlagerarten</i>	30
Abbildung 2.9	<i>Magnetlager Hirose et al. [40]</i>	31
Abbildung 2.10	<i>Meissner-Ochsenfeld-Effekt</i>	33
Abbildung 2.11	<i>Lembke Magnetlager [46]</i>	35
Abbildung 2.12	<i>Flussdichteverlauf Halbach-Array</i>	36
Abbildung 3.1	<i>Entwicklungsablauf Magnetlager</i>	40
Abbildung 3.2	<i>Entwicklungsschritte des Detailmodells Magnetlager</i>	41
Abbildung 4.1	<i>Aufbau Reluktanzlager</i>	46
Abbildung 4.2	<i>Flussdichteverlauf Reluktanzlager</i>	47
Abbildung 4.3	<i>Realer Aufbau Reluktanzlager</i>	48
Abbildung 4.4	<i>Bestandteile des Magnetlagers</i>	50
Abbildung 4.5	<i>Neumagnetisierungskurve 1.6957</i>	51
Abbildung 4.6	<i>Flussdichtemessung Neodym-Magnete</i>	52
Abbildung 4.7	<i>Prinzipskizze des Lagerverbundes</i>	53
Abbildung 4.8	<i>Verkipfung Reluktanzlager</i>	55
Abbildung 5.1	<i>Maxwellscher Spannungstensor (Skizze)</i>	59

Abbildung 5.2	<i>Lineares Modell der Koerzitivfeldstärke</i>	61
Abbildung 5.3	<i>Symmetriebedingung "magnetische Isolierung"</i>	62
Abbildung 5.4	<i>Abgleich Simulation idealisiertes und reales Magnetlager</i>	63
Abbildung 5.5	<i>Realabgleich Axialkraft</i>	65
Abbildung 5.6	<i>Meshdarstellung Simulation</i>	66
Abbildung 5.7	<i>Strom-Spalt-Kraft Zusammenhang</i>	67
Abbildung 5.8	<i>Radialkraft Verlauf</i>	69
Abbildung 5.9	<i>Momente am Rotor aufgrund einer Verkippung</i>	69
Abbildung 5.10	<i>Radiale und Kippsteifigkeit</i>	71
Abbildung 5.11	<i>Axiale Steifigkeiten</i>	72
Abbildung 5.12	<i>Mechanisches Ersatzmodell zur Eigenfrequenzanalyse</i>	73
Abbildung 5.13	<i>Lagerabbildung ANSYS</i>	74
Abbildung 5.14	<i>Campbell-Diagramm bis 2000 U/min</i>	75
Abbildung 5.15	<i>Schwingungsformen des Rotorsystems</i>	76
Abbildung 5.16	<i>Campbell-Diagramm bis 19 000 U/min</i>	77
Abbildung 5.17	<i>Temperaturverteilung des oberen Lagers</i>	80
Abbildung 5.18	<i>Temperaturverteilung des unteren Lagers</i>	80
Abbildung 6.1	<i>Kenndaten des Phototransistors</i>	84
Abbildung 6.2	<i>Vermessung der optischen Sensoren</i>	85
Abbildung 6.3	<i>Sensoreinheit</i>	86
Abbildung 6.4	<i>Signalpfad der Position- und Geschwindigkeitsmessung</i>	87
Abbildung 7.1	<i>Bestandteile des mechatronischen Systems</i>	89
Abbildung 7.2	<i>Regelkreis Magnetlager</i>	90
Abbildung 7.3	<i>FIR-Filter Blockstruktur</i>	91
Abbildung 7.4	<i>FIR-Filter Charakterisierung</i>	92
Abbildung 7.5	<i>H-Brücken Schaltmodi</i>	97
Abbildung 7.6	<i>Verlauf Spulenstrom</i>	98
Abbildung 7.7	<i>Stromanstieg in der Spule</i>	99
Abbildung 7.8	<i>Stromverlauf während des Schaltzyklus</i>	99
Abbildung 7.9	<i>Gegenüberstellung Spulenstrom Messung-Kalkulation</i>	100
Abbildung 7.10	<i>Frequenzabhängige Induktivität</i>	101
Abbildung 7.11	<i>Abgleich Stromkalkulationsmodell</i>	103
Abbildung 7.12	<i>Steuer- und Regeleinheit</i>	104
Abbildung 7.13	<i>Modellaufbau der H-Brücke in Matlab/Simulink</i>	105
Abbildung 7.14	<i>Visualisierung der Simulink Lookup Tabelle</i>	106
Abbildung 7.15	<i>Startvorgang Messung Simulation</i>	107
Abbildung 8.1	<i>Schnittansicht des Lagerteststandes</i>	111
Abbildung 8.2	<i>Schnittansicht des Antriebssystems</i>	113
Abbildung 8.3	<i>Vakuumabdichtung über eine Dreiecksnut</i>	115
Abbildung 8.4	<i>Fertigungszeichnung des Magnetlagers</i>	116

Abbildung 8.5	<i>Testaufbau Magnetlager</i>	117
Abbildung 8.6	<i>Einschaltvorgang Schwebeversuche</i>	119
Abbildung 8.7	<i>Position im eingeschwungenen Zustand</i>	119
Abbildung 8.8	<i>Stromverlauf während des Einschaltvorganges</i>	120
Abbildung 8.9	<i>Stromverlauf des PID-Reglers</i>	121
Abbildung 8.10	<i>Rotorauslenkung während des Hochdrehens</i>	122
Abbildung 8.11	<i>Rotorverkippung während des Hochdrehens</i>	123
Abbildung 8.12	<i>Orbitplots und Phasenwinkel des Rotors</i>	124
Abbildung 8.13	<i>Auslaufversuche</i>	126
Abbildung 9.1	<i>Flywheel-Prototyp mit Reluktanzlager</i>	132



# Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1	<i>Marktübersicht Schwungradspeicher . . . . .</i>	7
Tabelle 1.2	<i>Übersicht Schwungradspeicher Anwendungsbereiche . . . . .</i>	8
Tabelle 4.1	<i>Materialspezifische Werkstoffkenndaten von 1.6957 . . . . .</i>	50
Tabelle 4.2	<i>Materialdaten Neodym Zylindermagnete . . . . .</i>	51
Tabelle 4.3	<i>Materialdaten Spulendraht . . . . .</i>	52
Tabelle 5.1	<i>Simulationsmodelle Vergleich . . . . .</i>	63
Tabelle 5.2	<i>Materialkenndaten für die thermischen Simulationen . . . . .</i>	78
Tabelle 5.3	<i>Einteilung der durchgeführten thermischen Simulationen . . . . .</i>	79
Tabelle 5.4	<i>Ergebnisse der thermischen Simulationen . . . . .</i>	79
Tabelle 8.1	<i>Simulierte und gemessene kritische Drehzahlen . . . . .</i>	123



# Literaturverzeichnis

- [1] European Commission, Klima- und Energiepolitischer Rahmen bis 2030, 2020. Adresse: [https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030\\_de](https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_de) (Abruf vom 29.07.2020).
- [2] R. G. Newell, D. Raimi und G. Aldana, “Global Energy Outlook 2019: The Next Generation of Energy,” Resources for the Future, 2019.
- [3] L. Mantzos, T. Wiesenthal, F. Neuwahl und M. Rózsai, “The POTEnCIA. Central Scenario. An EU energy outlook to 2050,” European Commission, Joint Research Centre, 2019.
- [4] M. Ornetzeder, S. Bettin und D. Wasserbacher, “Zwischenspeicher der Zukunft für elektrische Energie,” Österreichische Akademie der Wissenschaften, AIT, 2019.
- [5] W. Friedl und J. Kathan, “Innovative Energiespeichersysteme in und aus Österreich,” 2018.
- [6] F. Gunther, F. Walcher, J. Stäglich, T. Fritz und D. Manteuffel, “Blackout - E-Mobilität setzt Netzbetreiber unter Druck,” Oliver Wyman, TU München, 2018.
- [7] S. Dühnen, J. Betz, M. Kolek, R. Schmuch, M. Winter und T. Placke, “Toward Green Battery Cells: Perspective on Materials and Technologies,” small Methods, Nr. 4, 2020.
- [8] R. Danino-Perraud, “The Recycling of Lithium-Ion Batteries: A Strategic Pillar for the European Battery Alliance,” Études de l’Ifri, 2020.
- [9] I. Sarbu und C. Sebarchievici, “A comprehensive review of thermal energy storage,” Sustainability, Nr. 10, 2018.
- [10] X. Luo, J. Wang, M. Dooner und J. Clarke, “Overview of current development in electrical energy storage technologies and the application potential in power system operation,” Applied Energy, Nr. 137, S. 511–536, 2015.
- [11] Schwungradgeneratoren Max-Planck-Institut für Plasmaphysik. Adresse: <https://www.ipp.mpg.de/4241286/generatoren> (Abruf vom 03.04.2021).
- [12] STORNETIC - The Energy Storage Company. Adresse: <https://stornetic.com/> (Abruf vom 02.03.2021).

- [13] STORNETIC GmbH., Präsentation: Powerful Storage System for Grid Services. 2018.
- [14] Energiestro, Energiestro. Adresse: <https://www.energiestro.net/> (Abruf vom 02.04.2021).
- [15] M. A. Conteh und E. C. Nsofor, “Composite flywheel material design for high-speed energy storage,” Journal of Applied Research and Technology, Nr. 14, S. 184–190, 2016.
- [16] Beacon Power, Datenblatt: Beacon Power 450 XP, 2014.
- [17] Chakratec - EV Charging | Boosting eMobility Anywhere. Adresse: <https://chakratec.com/> (Abruf vom 02.03.2021).
- [18] VYCON, Run Times & Specs. Adresse: <https://vyconenergy.com/products/ups/run-times-specs/> (Abruf vom 02.04.2021).
- [19] Piller, Datenblatt: UB-V BATTERIE, 2020.
- [20] Amber Kinetics, Take Charge. Adresse: <https://amberkinetics.com/> (Abruf vom 02.04.2021).
- [21] Active Power, Datenblatt: Active Power CLEANSOURCE ® HD675 UPS, 2020.
- [22] Kinetic Traction Systems, Präsentation: Flywheel Energy Storage UPS & Power Quality Applications, 2015.
- [23] DYNASTORE Schwungradspeicher. Adresse: <https://www.hybrid-autos.info/energiespeicher/elektrische-speicher/dynastore-schwungradspeicher.html> (Abruf vom 02.04.2021).
- [24] Oxta Energy, OXTO Energy. Adresse: <https://www.oxtoenergy.com/technology.html> (Abruf vom 02.04.2021).
- [25] Wien Energie, Turbospeicher bringt Schwung ins Stromtanken, 2019. Adresse: [https://www.ots.at/presseaussendung/OTS\\_20190527\\_OT0056/turbospeicher-bringt-schwung-ins-stromtanken](https://www.ots.at/presseaussendung/OTS_20190527_OT0056/turbospeicher-bringt-schwung-ins-stromtanken) (Abruf vom 30.07.2020).
- [26] Beacon Power. Adresse: <https://beaconpower.com/> (Abruf vom 02.04.2021).
- [27] T. Nakken, E. Frantzen, E. F. Hagen und H. Strøm, “Utsira-demonstrating the renewable hydrogen society,” 2006.
- [28] Kinetic Tractions Systems, Präsentation: Flywheel Energy Storage Rail Applications, 2015.
- [29] E. Hering, R. Martin und M. Stohrer, Taschenbuch der Mathematik und Physik, 6. Springer Berlin, 2017.
- [30] U. Hahn, Physik für Ingenieure 2, 2. De Gruyter Studium, 2015.

- [31] G. Schweitzer, A. Traxler und H. Bleuler, Magnetlager: Grundlagen, Eigenschaften und Anwendungen berührungsfreier, elektromagnetischer Lager. Springer Berlin Heidelberg, 1993.
- [32] S. Earnshaw, “On the Nature of the Molecular Forces which Regulate the Constitution of the Luminiferous Ether,” *Trans. Camb. Phil. Soc.*, Nr. 7, S. 97–114, 1842.
- [33] J. Heintze, Lehrbuch zur Experimentalphysik Band 3: Elektrizität und Magnetismus. Springer Berlin Heidelberg, 2016.
- [34] H. Bleuler, “Survey of magnetic levitation and magnetic bearing types,” *JSME International Journal*, Jg. 35, Nr. 3, S. 335–342, 1992.
- [35] P. Imoberdorf, C. Zwysig, S. D. Round und J. W. Kolar, “Combined radial-axial magnetic bearing for a 1 kW, 500,000 rpm permanent magnet machine,” *Conference Proceedings - IEEE Applied Power Electronics Conference and Exposition - APEC*, S. 1434–1440, 2007.
- [36] H. Henke, Elektromagnetische Felder, 5. Springer Vieweg, 2015.
- [37] S. Straubinger, “Bestimmung der Wirbelstromverluste in massiven Maschinenteilen mit Hilfe des Temperaturgradienten,” Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2014.
- [38] A. Filatov, L. Hawkins und P. McMullen, Homopolar permanent-magnet-biased actuators and their application in rotational Active Magnetic Bearing systems, 2016.
- [39] G. Schweitzer und E. H. Maslen, *Magnetic bearings: Theory, design, and application to rotating machinery*. Springer Berlin, 2009.
- [40] K. Hirose, M. Komori, K. Asami und N. Sakai, “Application of One-Axis-Controlled Magnetic Bearing with a Hollow Shaft to Noncontact Rotation Drive,” *IEEE Transactions on Magnetics*, Jg. 51, Nr. 11, 2015.
- [41] Y. Qiu und H. Ding, “Flywheel energy storage system with permanent magnetic bearing and spiral groove bearing,” *Proceedings of 2017 8th International Conference on Mechanical and Intelligent Manufacturing Technologies, ICMIMT 2017*, Jg. 8, S. 116–120, 2017.
- [42] P. T. Micha, T. Mohan und S. Sivamani, “Design and Analysis of a Permanent Magnetic Bearing for Vertical Axis Small Wind Turbine,” *Energy Procedia*, Nr. 117, S. 291–298, 2017.
- [43] R. P. Huebener, *Geschichte und Theorie der Supraleiter*. Springer Spektrum, 2017.
- [44] Y. Miyazaki, K. Mizuno, T. Yamashita, M. Ogata, H. Hasegawa, K. Nagashima, S. Mukoyama, T. Matsuoka, K. Nakao, S. Horiuchi, T. Maeda und H. Shimizu, “Development of superconducting magnetic bearing for flywheel energy storage system,” *Cryogenics*, Nr. 80, S. 234–237, 2016.

- [45] K. X. Xu, D. J. Wu, Y. L. Jiao und M. H. Zheng, “A fully superconducting bearing system for flywheel applications,” *Superconductor Science and Technology*, Jg. 29, Nr. 6, 2016.
- [46] T. A. Lembke, “Design and Analysis of a Novel Low Loss Homopolar Electrodynamic Bearing,” *Dissertation, Royal Institute of Technology*, 2005.
- [47] H. Bleuler und J. Sandtner, “Passive magnetic bearings for flywheels,” 2005.
- [48] M. R. Doyle, D. J. Samuel, T. Conway und R. R. Klimowski, “Electromagnetic Aircraft Launch System - EMALS,” *IEEE Transactions on Magnetics*, Jg. 31, Nr. 1, S. 528–533, 1995.
- [49] F. Bleicher und T. Weiler, EP3623654A1 - Magnetlagerung und Schwungradspeicher, 2020.
- [50] Saarschmiede, Abnahmeprüfzeugnis 27 NiCrMoV15 6 (1.6957), 2016.
- [51] Supermagnete, Datenblatt Neodym S-30-10-N, 2011.
- [52] Projekt Elektronik, Datenblatt Teslameter FM 302, 2019.
- [53] Projekt Elektronik, Datenblatt Teslameter-Aktivsonden, 2020.
- [54] RS-Pro, Werkstoffdatenblatt Kupferdraht 0.315mm ECW.
- [55] J. P. A. Bastos und N. Sadowski, *Electromagnetic modeling by finite element methods*. Dekker New York, 2003.
- [56] COMSOL, “AC/DC Module User’s Guide,” 2017.
- [57] Gleich Aluminium, Werkstoffdatenblatt Aluminium AW-6082.
- [58] Deutsche Edelstahlwerke, Werkstoffdatenblatt 42CrMo4.
- [59] Werkstoffkenndaten PE. Adresse: [https://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/polyethylen-pe-hd?n=1411\\_1](https://www.kern.de/de/technisches-datenblatt/polyethylen-pe-hd?n=1411_1) (Abruf vom 11. 11. 2020).
- [60] NdFeB-Magnete thermische Eigenschaften. Adresse: <https://www.magnetkontor.de/content/de/ueber-NdFeB-Magnete.html> (Abruf vom 11. 11. 2020).
- [61] Omron, Datenblatt Photomicrosensor EE-SX1070, 2017.
- [62] M. Meyer, *Signalverarbeitung - Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter*, 8. Springer Vieweg, 2017.
- [63] IXYS, Datenblatt XPT 600V IGBT MMIX1X200N60B3H1.
- [64] Texas Instruments, Datenblatt TMS320F2837xD Dual-Core Delfino™ Microcontrollers, 2018.
- [65] B&K Vibro, Datenblatt IN-083, 2013.
- [66] RLS, GTS35/GTS45 gear tooth sensor, 2018.
- [67] Micro-Epsilon, Datenblatt thermo METER CTL.

# Anhang

Persönliche Daten	
Name	Manuel Stadler
Geburtsdatum	25.02.1991
Geburtsort	Scheibbs
Nationalität	Österreich

Schulbildung	
Schule	BG/BRG Wieselburg
Abschluss	Reifeprüfung
Dauer	09/2001 - 05/2009

Studium	
Hochschule	Technische Universität Wien
Fachrichtung	Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau
Dauer	10/2010 - 03/2015
Abschluss	BSc
Titel der Abschlussarbeit	Aufbau einer automatisierten Fertigungszelle für die Drehbearbeitung im Rahmen der Learning & Innovation Factory

Hochschule	Technische Universität Wien
Fachrichtung	Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau
Dauer	03/2015 - 12/2016
Abschluss	Dipl.-Ing.
Titel der Abschlussarbeit	Optimierung der innerbetrieblichen Transportlogistik anhand einer Materialflusssimulation in einer Kegelrollenlagerproduktion

Berufserfahrung	
Diverse Praktika	2007 - 2015
Studentischer Mitarbeiter, Institut für Fertigungstechnik, TU Wien	10/2015 - 02/2017
Projektassistent, Institut für Fertigungstechnik, TU Wien	02/2017 - 04/2021
Projektleiter, ZKW Group GmbH	05/2021 - heute