

Simulation und Regelung von Resonanzversuchsständen zur Untersuchung der Bauteilermüdung

Von der Fakultät für Bauingenieurwesen und Geodäsie der
Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von
Herrn Ralf Herrmann, M.Sc.
aus
Karl-Marx-Stadt

2018

Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Steffen Marx
Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Mark
Kommissionsmitglied: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Nabil A. Fouad
Vorsitz: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Martin Achmus

Tag der Promotion: 23.10.2017

Für Carmen

Danksagungen

Großen Dank möchte ich meinem Doktorvater, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Steffen Marx aussprechen, der es mir ermöglicht hat in einer interdisziplinären Zusammenarbeit den bisher größten Resonanzversuchsstand für Bauteiluntersuchungen mit zu entwickeln. Besonders möchte ich ihm danken für das Vertrauen, die unentwegte Ermutigung bei der Realisierung dieses Vorhabens und für die engagierte Betreuung, die zum Entstehen dieser Arbeit geführt hat.

Ohne meinen Kollegen, Herrn Dipl.-Ing. Sebastian Schneider, wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Ihm gebührt die Anerkennung für die Planung und Entwicklung des Spannungsfelds und die mechanische Konstruktion der Versuchsstände. Vielen Dank für die unzähligen Gespräche, die mir die Welt des Bauingenieurwesens erklärt haben und die viele Zeit, die wir in den Aufbau und die Ausstattung der Versuchshalle, der Versuchsstände, die Durchführung und Auswertung von Ermüdungsversuchen investiert haben, von denen nun noch Generationen an Doktoranden profitieren werden. Danken möchte ich auch meinem Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Jens Piehler, M.Sc. für die vielen Gespräche in der Promotionszeit über Rückschläge und Erfolge.

Ich danke Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Peter Mark für das entgegengebrachte Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Korreferats, ebenso wie Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Nabil Fouad für die wissenschaftliche Begleitung und die Tätigkeit in der Promotionskommission, sowie Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Martin Achmus für die Übernahme des Vorsitzes.

Mein besonderer Dank geht an meine Mutter, für die Unterstützung und die Ermutigung diese Arbeit zu einem guten Abschluss zu bringen.

Ralf Herrmann
Hannover, 2017.

Abstract

The fatigue behavior of many structural components in civil engineering needs to be investigated in detail to proof the safety and reliability. The existing concepts of structural testing machines are not sufficient to fulfill the requirements regarding an economic and reliable experimental procedure for these tests on large structural elements. The focus of this thesis is the development of a concept for an efficient and adoptable design of a resonant testing setup to realize fatigue tests in the very high cycle fatigue range. A resonant testing system applies a harmonic excitation load from an imbalance rotor to a specimen with a low damping factor at its eigenfrequency which results in an amplified stress. To achieve a constant stress level under continuous changing properties of the test object a closed loop control was developed that refers an arbitrary reference for the dynamic load level (e.g. force, strain or mechanical stress amplitude) to a generalized control reference. For the synchronization of the rotation angle of the uncoupled imbalance rotors an angular positioning method based on a state machine was developed, that only depends on simple position sensors. A complete digital model of the resonant testing system that simulates the mechanical, electrical and control behavior can be used to perform the test virtually before the realization of the test stand. The described simulation environment can be used to analyze the feasibility of the planned tests and the quality of the stress generation. Three dynamic effects are examined that results from the interaction between imbalance rotor and the vibration movement of the specimen. The design concept is implemented on three fatigue test stands. A reinforced concrete beam has been tested in the very high cycle range of $1,0 \cdot 10^8$ load cycles. The utilisation of the test concept to railroad railway fatigue tests significantly lowered the duration of the test by the factor 4 and the energy consumption by the factor 792 in comparison with hydraulic testing systems. The requirements for continuous vibration tests are reached for both simulations and realized test stands.

Keywords:

fatigue, resonance, control, structural testing, simulation, digital twin

Zusammenfassung

Für viele Bauteilkonstruktionen im Bauingenieurwesen sind Untersuchungen des Ermüdungsverhaltens essentiell zum Nachweis von Sicherheit und Zuverlässigkeit erforderlich. Die dafür existierenden Konzepte für dynamische Prüfmaschinen reichen jedoch nicht aus, um den Anforderungen an eine wirtschaftliche und gleichzeitig qualitativ hochwertige Versuchsdurchführung an großen Bauteilen zu entsprechen. Im Mittelpunkt dieser Arbeit steht die Entwicklung eines Konzepts zur effizienten und individuell an jede Versuchskonfiguration anpassbare Auslegung von Resonanzversuchsständen, um Ermüdungsuntersuchungen an großen Bauteilen im Langzeitfestigkeitsbereich zu realisieren. Bei einem Resonanzversuchsstand wird der schwingungsfähige Probekörper durch eine harmonische Kraftanregung mittels Unwuchtantrieben nahe der Eigenfrequenz belastet und aufgrund der schwachen Dämpfung des Schwingungssystems eine Vervielfachung der Beanspruchung des Bauteils erzeugt. Um trotz der sich bei Ermüdung stetig ändernden Bauteileigenschaften konstante Lastschwingbreiten zu erzeugen, wurde ein Regelungsansatz entwickelt, bei dem die beliebig gewählte Führungsgröße (z. B. Kraft-, Dehnungs- oder Spannungsschwingbreite) auf die dynamisch erzeugte Kraft als generalisierte Regelgröße überführt wird. Zur elektrischen Synchronisation von Unwuchtantrieben wurde ein auf der Theorie der Zustandsautomaten basierendes Bestimmungsverfahren der Winkeldifferenz zwischen zwei Antrieben entwickelt, dass mit einfachen Positionssensoren realisierbar ist.

Durch die entwickelte Simulationsumgebung kann bei jeder Versuchsauslegung ein komplettes digitales Modell des Resonanzversuchsstands erstellt werden, dass das elektrische, regelungstechnische und mechanische Verhalten des geplanten Experiments virtuell vor der Umsetzung simuliert und so die Realisierbarkeit mit den gewählten Antriebskomponenten und die Qualität der Beanspruchungserzeugung geprüft werden. Es wurden drei dynamische Effekte mit dieser Simulation untersucht, die sich aus der Interaktion zwischen dem schwingenden Bauteil und den Unwuchtantrieben ergeben.

Das Resonanzversuchsstandskonzept wurde erfolgreich an drei Resonanzversuchsständen realisiert. Es wurde ein Stahlbetonbalken im Langzeitfestigkeitsbereich mit $1,0 \cdot 10^8$ Lastwechseln untersucht und nachgewiesen, dass auch bei niedrigen Spannungsschwingbreiten Ermüdungsschädigung auftritt. Durch die Anwendung dieser Prüftechnik auf die Untersuchung der Gestaltsfestigkeit von Eisenbahnschienen wurde die Prüfdauer um den Faktor 4 verkürzt und der Energiebedarf um den Faktor 792 im Vergleich zu konventioneller hydraulischer Prüftechnik reduziert. Sowohl in der Simulation, als auch am realen Versuchsstand konnte die Einhaltung der normativen Anforderungen an einen Schwingfestigkeitsversuch belegt werden.

Schlüsselworte:

Ermüdung, Resonanz, Regelung, Bauteiluntersuchung, Simulation, digitaler Zwilling

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation und Hintergrund	1
1.2	Zielsetzung und Aufbau der Arbeit	4
2	Stand der Technik	7
2.1	Notwendigkeit von Bauteilprüfungen	7
2.2	Resonanzbasierte Prüfstände zur Bauteilprüfung	9
2.2.1	Historische Prüfmaschinen	9
2.2.2	Industrielle Resonanzprüfmaschinen	10
2.2.3	Resonanzprüfmaschine der TU Wien	11
2.2.4	Resonanzprüfmaschine für Rohrverbindungen	14
3	Theoretische Grundlagen	17
3.1	Grundlagen der mathematischen Modellierung von Schwingungssystemen .	17
3.2	Berechnung des Ersatzsystems des Biegebalkens	21
3.3	Krafterzeugung von Unwuchtantrieben	23
3.4	Erzeugung einer gerichteten Unwuchtkraft	27
3.5	Interaktion zwischen Schwingungssystem und Unwuchtantrieb	30
3.6	Auslegung der Unwuchtmassen	32
3.7	Berücksichtigung der Federmassen	34
3.8	Antriebsmaschinen	36
3.9	Modellierung einer Asynchronmaschine	40
3.10	Grundlagen von Steuerung und Regelung	44
3.11	Grundlagen der dynamischen Simulation	46
3.11.1	Standardverfahren der dynamischen Simulation	46
3.11.2	Modellbeschreibung für dynamische Simulationen	48
3.11.3	Numerische Lösungsverfahren für gewöhnliche Differentialgleichungen	48
3.11.4	Anwendungen der dynamischen Simulation	49

4	Versuchsaufbau eines Resonanzversuchsstands	53
4.1	Zielstellungen bei der Anwendung von Resonanzversuchsständen für Großversuche	53
4.2	Mechanisches Versuchsprinzip	54
4.3	Konzeptioneller Aufbau	54
4.4	Vorgehen zur Durchführung von Bauteilversuchen	56
4.5	Spannfeld für Resonanzversuchsstände	56
4.6	Systemstruktur eines Resonanzversuchsstands	58
5	Steuerung und Regelung des Resonanzversuchsstands	61
5.1	Auswahl der Führungsgrößen	61
5.1.1	Schwingweg des Bauteils	62
5.1.2	Schwinggeschwindigkeit des Bauteils	62
5.1.3	Schwingbeschleunigung des Bauteils	63
5.1.4	Anregende Unwuchtkraft	63
5.1.5	Auflagerreaktion	64
5.1.6	Materialdehnung	64
5.2	Systemtheoretische Struktur der Regelstrecke	64
5.3	Reglerentwurf	66
5.3.1	Anforderungen an die Regelung	66
5.3.2	Regelung der Phasensynchronisation	67
5.4	Regelung der dynamischen Kraft	73
6	Simulationsmodelle für Resonanzversuchsstände	77
6.1	Entwicklung einer Simulationsumgebung: der digitale Zwilling	77
6.2	Frequenzumrichter	81
6.3	Antriebsmaschine	85
6.4	Unwuchtantrieb	86
6.5	Schwingungssystem	87
6.6	Messsystem	88
6.7	Regelung	88
6.8	Simulation von Resonanzversuchen	88
6.8.1	Sommerfeldeffekt	89
6.8.2	Schwebungen in der Unwuchtkraft	90
6.8.3	Selbstsynchronisation der Unwuchtantriebe	91
6.8.4	Einschwingverhalten des Einmassenschwingers	93
7	Realisierung von Resonanzversuchsständen	97
7.1	Versuchsstand 1 - Ermüdungsfestigkeit von Eisenbahnschienen	97

7.1.1	Prüfaufgabe	98
7.1.2	Auslegung des Versuchsstands	99
7.1.3	Versuchsstandsrealisierung und Ergebnisse	101
7.1.4	Vergleich zwischen realem Versuchsstand und Simulation	105
7.1.5	Leistungsaufnahme	107
7.2	Versuchsstand 2 - Langzeitfestigkeit von Stahlbetonbalken	109
7.2.1	Prüfaufgabe	109
7.2.2	Auslegung des Versuchsstands	109
7.2.3	Versuchsstandsrealisierung und Ergebnisse	111
7.3	Versuchsstand 3 - Spannungsumlagerungen in Spannbeton	117
7.3.1	Prüfaufgabe	117
7.3.2	Auslegung des Versuchsstands	118
7.3.3	Versuchsstandsrealisierung und Ergebnisse	121
8	Schlussfolgerungen und Ausblick	125
8.1	Zusammenfassung	125
8.2	Der digitale Zwilling im Prüfbetrieb	127
8.3	Der digitale Zwilling in der Wartung	127
A	Tätigkeitsschritte zur Auslegung eines Resonanzversuchsstands	129
B	Koeffizienten des s-stufigen Runge-Kutta-Verfahrens	131

Abbildungsverzeichnis

2.1	Definition der Begriffe Lastamplitude, Lastschwingbreite, Ober-, Mittel- und Unterlast	8
2.2	Erste Prüfmaschine von J.H SMITH, die die Prüfkraft durch rotierende Unwuchtmassen erzeugte, aus [Sie40]	10
2.3	Schnitt und Ansicht der von C. SCHECK gebauten Fliehkraftmaschine, aus [Sie40]	11
2.4	Ansicht des Schwingungsantriebs der Druck-Zug-Fliehkraftmaschine von C. SCHENCK, aus [Leh30]	12
2.5	Industrielle Resonanzprüfmaschine	12
2.6	Resonanzprüfstand für Spannkabel der TU Wien	13
2.7	Resonanzprüfmaschine für Bohrgestänge zur Förderung von Öl und Gas der Universität Gent, aus [VW11]	15
3.1	Einfaches Feder-Masse-Dämpfer-System und zugehöriges Freikörperbild . .	18
3.2	Unwuchtantrieb mit rotierender Punktmasse	24
3.3	Amplituden- und Phasenverlauf bei Unwuchtanregung	26
3.4	Zwei biegesteif gekoppelte Unwuchtantriebe erzeugen Kräfte und Momente in Abhängigkeit von der Drehrichtung und dem Winkelversatz	27
3.5	Gegenseitige Aufhebung der horizontalen Kraftkomponenten bei versatzfreier Rotation mit $\Delta\varphi = 0^\circ$	28
3.6	Fliehkraftvektoren und Phasenversatz von zwei Unwuchtantrieben	29
3.7	Darstellung der an der Antriebswelle angreifenden Kräfte und Momente . .	31
3.8	Konturenformen von Unwuchtmassen bei Verwendung als Schwingungsantrieb, nach [DF14]	32
3.9	Klassifikation von elektrischen Antrieben	36
3.10	Schnitt einer Asynchronmaschine mit einer Polpaarzahl $p=1$ und einem dreisträngigen Netz	38
3.11	Die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie einer Asynchronmaschine bei Betrieb am starren Netz	39
3.12	Ersatzschaltbild einer Asynchronmaschine anhand der Grundwellenbetrachtung eines Strangs	41

3.13	Ersatzschaltbild einer Asynchronmaschine im q, d -Koordinatensystem . . .	42
3.14	Gegenüberstellung der prinzipiellen Blockschaltbilder von Steuerung und Regelung	45
3.15	Darstellung eines linearen gewöhnlichen Differentialgleichungssystems als Blockschaltbild, wie es in regelungstechnischen Simulationen eingegeben wird	51
4.1	Mechanisches Prinzip eines Resonanzversuchsstands für Bauteile mit großen Abmessungen, konzipiert als Einmassenschwinger	54
4.2	Realisierungskonzept für Resonanzprüfstände als Spannungsaufbauten . . .	55
4.3	Spannfeld zur Realisierung von unterschiedlichen Resonanzversuchsständen entsprechend der Erfordernisse des Bauteilversuchs	57
4.4	Probekörperkonfigurationen auf dem Spannfeld unter Nutzung von ein, zwei oder vier Federkellern	58
4.5	Systemstruktur, die bei jeder aufgabenspezifischen Realisierung eines Resonanzversuchsstands anzustreben ist (hier für einen Versuchsstand mit vier Unwuchtantrieben)	60
5.1	Systemtheoretische Struktur der Resonanzprüfmaschine zur Bauteiluntersuchung bei Einsatz von zwei Unwuchtantrieben	65
5.2	Systemtheoretische Struktur der Resonanzprüfmaschine zur Bauteiluntersuchung bei Einsatz von vier Unwuchtantrieben	66
5.3	Industrieller Drehgeber für einen Unwuchtantrieb, nach [Net08]	68
5.4	Robuste Rotorpositionsbestimmung von Unwuchtantrieben durch Hall-Sensoren bei deren Anwendung in Resonanzversuchsständen	69
5.5	Zustandsautomat zur Realisierung einer robusten Bestimmung der Phasendifferenz von zwei Unwuchtantrieben	71
5.6	Schaltverhalten der zwei Positionsgeber von elektrisch synchronisierten Unwuchtantrieben. Fallende Flanken stellen das Eintreten der Magneten in die Erfassungsbereiche der beiden Sensoren dar.	72
5.7	Regelkreis zur Führungsgrößenregelung mit Linearisierung des Eingangs-/Ausgangsverhaltens	75
6.1	Kopplung von FE-Simulation, MK-Simulation und Regelungssimulation . .	78
6.2	Realisierungskonzept für Resonanzversuchsstände für großmaßstäbliche Bauteiluntersuchungen	79
6.3	Bestandteile der Gesamtsimulation mit Beispielen für unterschiedliche Teilkomponenten	81

6.4	Elektrischer Aufbau eines IGBT-Frequenzumrichters mit drei Strängen, die über sechs IGBT geschaltet werden	82
6.5	Modulierte Signale der Sinusoidal Pulse Width Modulation (SPWM) zur Generierung der Schaltsignale und der Strangspannungen durch das Teilmodell Frequenzumrichter	84
6.6	Hochlauf eines idealen Antriebs mit konstantem elektromagnetischen Moment $T_E = 1,25 \text{ N m}$ durch die Resonanzfrequenz des Probekörpers bei $\omega_0 = 125 \text{ rad/s}$	91
6.7	Unterschiede in den Lagerreibungen und den Drehzahlen von nicht elektrisch synchronisierten Unwuchtantrieben führen in der Simulation zu einer überlagerten Schwingung der Auslenkungsamplitude, hervorgerufen durch eine Schwebung in der Unwuchtkraft.	92
6.8	Anlaufen des Unwuchtantriebs ohne elektrische Synchronisation bei einem Bauteil mit großer Ersatzmasse. Es tritt keine Selbstsynchronisation auf.	93
6.9	Anlaufen des Unwuchtantriebs ohne elektrische Synchronisation bei einem Bauteil mit kleiner Ersatzmasse. Es tritt eine Selbstsynchronisation der Unwuchtantriebe auf. Der Winkelversatz nähert sich einem stationären Endwert von $\Delta\varphi = 0^\circ$ an.	94
6.10	Einschwingvorgang eines Einmassenschwingers bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen	95
7.1	Vierpunktbiegeversuch zur Untersuchung der Ermüdungsfestigkeit von Eisenbahnschienen	99
7.2	Durch experimentelle Modalanalyse ermittelte Schwingungseigenform der ersten Biegeeigenschwingung des Probekörpers bei einer Frequenz von 20,6 Hz	102
7.3	Realisierter Versuchsstand zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Eisenbahnschienen	103
7.4	Bruchfläche einer Schiene nach 1 271 709 Lastwechseln, die bei einer Spannungsschwingbreite am Schienenfuß von 290 MN/m^2 geprüft wurde	103
7.5	Verlauf der mechanischen Spannung am Schienenfuß und der Durchbiegung in Feldmitte während des Ermüdungsversuchs (oben), sowie der mechanischen Spannungsschwingbreite als Regelgröße (unten)	104
7.6	Vergleich zwischen realem Ermüdungsversuch von Schienen am Versuchsstand MW03 (links) und dessen Simulation (rechts)	106
7.7	Schaltplan der maschinenseitigen Leistungsmessung an einem Unwuchtantrieb während des Versuchs	108
7.8	Leistungsaufnahmen für einen Unwuchtantrieb für unterschiedliche Spannungsschwingbreiten am Schienenfuß	108

7.9	Bewehrungszeichnung und Messstellenplan für Probekörper zur Durchführung eines Very-High-Cycle-Fatigue-Tests	110
7.10	Lasteinleitungs-konstruktion zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Stahlbetonbalken	112
7.11	Realisierter Versuchsstand zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Stahlbetonbalken im Very-High-Cycle-Fatigue-Bereich (nach Versuchsende)	113
7.12	Gemessenes Schwingungsverhalten des Stahlbetonbalkens beim Übergang vom ungerissenen in den gerissenen Zustand im Resonanzversuch	114
7.13	Verlauf von maximaler und minimaler Durchbiegung des Probekörpers in Feldmitte im Langzeitversuch Stahlbetoner-müdung	116
7.14	Verlauf von Oberspannung und Unterspannung im Langzeitversuch Stahlbetoner-müdung	116
7.15	Gerissene Bewehrung des Stahlbetonbalkens	117
7.16	Rissbild des Stahlbetonbalkens	117
7.17	Probekörper aus Spannbeton	118
7.18	Lasteinleitung für Spannbetonbalken mit vier Unwuchtantrieben und Schienenabschnitten zur Messung der Auflagerkräfte	121
7.19	Realisierter Versuchsstand zur Untersuchung der Spannungsumlagerung in Spannbeton	122
7.20	Schwingungseigenform des Probekörpers bei einer Frequenz von $f_{01} = 15,7$ Hz	123
7.21	Schwingungseigenform des Probekörpers bei einer Frequenz von $f_{02} = 18,2$ Hz	123
7.22	Schwingungseigenform des Probekörpers bei einer Frequenz von $f_{03} = 49,8$ Hz	123
7.23	Verlauf der gemessenen Auflagerkraft und Durchbiegung in Feldmitte bei geregelter Auflagerkraftschwingbreite in Laststufen von 100 kN bis zu einer Kraftschwingbreite von 600 kN, danach 650 kN, 700 kN und 725 kN Kraftschwingbreite	124

Tabellenverzeichnis

3.1	Frequenzgleichungen und Eigenschwingungsbiegelinien für die vier Standard-Euler-Stäbe nach [Pet00].	22
3.2	Eigenfrequenzen für Balken nach [Pet00].	22
3.3	Anzahl der verfügbaren Typen von Unwuchtantrieben von verschiedenen Herstellern, klassifiziert nach Art der Maschine. Stand: Mai 2015	37
3.4	Mechanische Synchrondrehzahlen von Drehfeldmaschinen bei einer Netzfrequenz von 50 Hz	40
5.1	Bedeutung der Ausgabeaktionen des Zustandsautomaten zur Phasensynchronisation	70
6.1	Modell Frequenzumrichter - feldorientierte Regelung	83
6.2	Modell Frequenzumrichter - Leistungselektronik	84
6.3	Modell Antriebsmaschine	85
6.4	Modell Unwuchtantrieb	86
6.5	Modell Schwingungssystem	87
6.6	Modell Messsystem	88
6.7	Modell Regelung	89
7.1	Zusammensetzung der schwingenden Gesamtmasse für den Versuchsstand Schienenermüdung	100
7.2	Kenndaten Maschinentyp Netter NEG 25420	101
7.3	Zusammensetzung der schwingenden Gesamtmasse für den Versuchsstand Stahlbetonermüdung	111
7.4	Kenndaten Maschinentyp Netter NEG 502270	112
7.5	Kenndaten Maschinentyp Netter NEG 254310	119
7.6	Zusammensetzung der schwingenden Gesamtmasse für den Versuchsstand ProBeton	120

Abkürzungsverzeichnis

ASM	Asynchronmaschine
CPU	Central Processing Unit
DMS	Dehnungsmessstreifen
EMS	Einmassenschwinger
FEM	Finite-Elemente-Methode
FOC	feldorientierte Regelung
FPGA	Field Programmable Gate Array
IGBT	Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode
MKS	Mehrkörpersimulation
MOSFET	Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor
PWM	Pulse Width Modulation
SM	Synchronmaschine
SPWM	Sinusoidal Pulse Width Modulation

Symbolverzeichnis

α	geometrischer Öffnungswinkel einer Unwuchtgeometrie
d	Dämpfungskoeffizient in $\frac{Ns}{m}$
d_0	Breite einer Unwuchtscheibe
D	Lehrsches Dämpfungsmaß
e	Abstand zwischen Massenmittelpunkt und Drehachse
E	E-Modul eines Materials
\vec{e}	Abstandsvektor zwischen Drehachse und Schwerpunkt der Unwuchtmasse
E_{pot}	potentielle Energie eines Systems
E_{kin}	kinetische Energie eines Systems
f_0	Eigenfrequenz eines Probekörpers $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$
F_{zf}	Betrag der Zentrifugalkraft bei Unwuchtantrieben
F_u	erzeugte resultierende Kraft mehrerer Unwuchtantriebe
f_1	elektrische Frequenz des Drehstromnetzes
F_{dyn}	Betrag der dynamisch erzeugten Kraft
ΔF	dynamisch erzeugte Kraftschwingbreite aller Unwuchtantriebe (Peak)
g	Erdbeschleunigung
η	Verhältnis zw. Erregerfrequenz und erster ungedämpfter Eigenfrequenz
h	Schrittweite bei numerischer Lösung von GDGL
I	Flächenträgheitsmoment eines Bauteils
i_q	momenterzeugender Strom in der q-Achse
i_d	flusserzeugender Strom in der d-Achse
J	Massenträgheitsmoment
J_R	Trägheitsmoment des Rotors und der Welle der Antriebsmaschine
$J_u^{(S)}$	Trägheitsmoment der Unwuchtmasse bei Rotation um Achse des Massenmittelpunkts

J_u	Trägheitsmoment der Unwuchtmasse bei Rotation um die Drehachse mit einer Exzentrizität e
k	Federsteifigkeit
k^*	Ersatzsteifigkeit des äquivalenten Einmassenschwingers
l	Abstand der Rotorachsen von zwei Unwuchtantrieben
L_{1h}	Hauptinduktivität der Statorspule
L_{2h}	Hauptinduktivität der Rotorspule
$L_{1\sigma}$	Streuinduktivität der Statorspule
$L_{2\sigma}$	Streuinduktivität der Rotorspule
m	Masse
m^*	Ersatzmasse des äquivalenten Einmassenschwingers
μ	Masse pro Längeneinheit
m_u	exzentrische Masse eines einzelnen Unwuchtantriebs auf beiden Wellenenden
μ_l	Koeffizient der Lagerreibung
m_f	Masse des Federpakets aller zusätzlichen Zugfedern
M_U	Unwuchtmoment
M_S	harmonisches Schwingmoment
M_N	Nennmoment
n_0	Umlaufdrehzahl des Statormagnetfelds
n_u	Anzahl der Unwuchtantriebe zur Erzeugung der Prüfkraft
n_N	Nenndrehzahl
ω_0	ungedämpfte Eigenkreisfrequenz eines schwingungsfähigen Systems
ω_D	Eigenkreisfrequenz eines gedämpften schwingungsfähigen Systems
ω_{mech}	mechanische Kreisfrequenz bzw. Winkelgeschwindigkeit des rotierenden Rotors
$\vec{\omega}$	Vektor der Winkelgeschwindigkeit eines rotierenden Körpers
ω_R	Resonanzkreisfrequenz
ω_1	Kreisfrequenz der Netzspannung

ω	elektrische Kreisfrequenz des Rotors
p	Anzahl der Statorpole
ϱ	Dichte eines Werkstoffes
R	Außenradius der Unwuchtscheibe
r	Innenradius der Unwuchtscheibe
R_1	el. Widerstand der Statorwicklung
R_2	el. Widerstand der Rotorwicklung
s	komplexwertige Laplace-Variable der Übertragungsfunktion
m_1	Strangzahl des Stators
s	Schlupf
t	Zeit
T_E	elektromagnetisch erzeugtes Drehmoment, inneres Drehmoment
T	Zeitkonstante
T_L	dem Antriebsmoment entgegenwirkendes Lastmoment bzw. Gegenmoment
T_J	Moment, aufgrund des Trägheitsmoments bei Rotation um eine bestimmte Achse
T_a	beschleunigend wirkendes Drehmoment, Antriebsmoment
T_A	Anlaufmoment
T_K	Kippmoment der ASM am starren Netz
V	Vergrößerungsfunktion bei dynamischer Anregung
$\Delta\varphi$	Winkeldifferenz zwischen den Rotorlagen zweier Antriebe
$x(t)$	zeitabhängige Auslenkung
$\ddot{x}(t)$	zeitabhängige Beschleunigung
$\dot{x}(t)$	zeitabhängige Geschwindigkeit
$\ddot{\varphi}(t)$	zeitabhängige Winkelbeschleunigung
$\varphi(t)$	zeitabhängiger Drehwinkel
$\dot{\varphi}(t)$	zeitabhängige Winkelgeschwindigkeit
γ_u	Verdrehwinkel zwischen den Unwuchtscheiben
\vec{x}	Vektor der Systemzustände
\vec{u}	Vektor der Systemeingänge
\vec{y}	Vektor der Systemausgänge
$\dot{\vec{x}}$	Ableitung des Vektors der Systemzustände

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation und Hintergrund

Die Durchführung von Schwingfestigkeitsversuchen an Materialproben und Bauteilen ist ein etabliertes Verfahren zur Untersuchung der Material- und Bauteilermüdung. Es hat seinen Ursprung in den Untersuchungen von A. Wöhler, die er ab dem Jahr 1858 durchgeführt hat, vgl. [Wöh70]. Bei diesen Einstufen-Schwingversuchen wird der Probekörper mit einer periodischen, möglichst harmonischen Last mit konstanter Lastamplitude und konstanter Mittellast beansprucht, um experimentell die Bruchlastwechselzahl bis zum Versagen des Bauteils in Abhängigkeit von der Lastamplitude und Mittellast zu bestimmen. Über den Bereich der Lastamplitude zeigt sich für unterschiedliche Materialien ein ähnliches Verhalten der Bruchlastwechselzahlen, sodass sich drei Bereiche definieren lassen: der Kurzzeitfestigkeitsbereich (bis ca. $1 \cdot 10^4$ Lastwechsel), der Zeitfestigkeitsbereich (im Bereich $5 \cdot 10^5$ bis $1 \cdot 10^7$ Lastwechsel) und der Langzeitfestigkeitsbereich. Für die im Bauingenieurwesen relevanten Baustoffe Beton, Stahlbeton und Spannbeton liegen im Langzeitfestigkeitsbereich noch keine allgemeingültigen experimentellen Ergebnisse vor, die eine Extrapolation aus dem Zeitfestigkeitsbereich erlauben, vgl. [DIN16] und [Grü02]. Bisher werden Bauteilversuche im Bauingenieurwesen zum Großteil mit hydraulischer Prüftechnik durchgeführt, da diese Technik im Kurzzeitfestigkeitsbereich und auch noch im Zeitfestigkeitsbereich, eine flexible und wirtschaftliche Lösung darstellt. Untersuchungen im Langzeitfestigkeitsbereich stellen andere Anforderungen an die Prüftechnik. Die Prüfgeschwindigkeit muss vergrößert werden, um die Prüfdauer auf einen realistischen Zeitraum von Tagen oder Monaten zu beschränken. Der Energiebedarf muss wesentlich geringer sein, als bei der hydraulischen Prüftechnik.

Um statistisch abgesicherte Ergebnisse zu erhalten muss eine große Probenanzahl geprüft werden, da Materialeigenschaften und damit verbundene Bruchlastwechselzahlen stark streuen. Dies kann z. B. durch den parallelen Betrieb mehrerer Prüfstände erreicht werden. Aus ökonomischer Sicht ist dies nur möglich, wenn sowohl die Investitions- als auch

die Wartungskosten der einzelnen Versuchsstände gering sind, der Versuchsbetrieb möglichst automatisiert ist und wenig Personal zur Errichtung des Prüfstands und für den Prüfbetrieb notwendig ist. Ein Versuchsstand sollte daher aus einer möglichst geringen Anzahl Bauteilkomponenten und Zusatzaggregaten mit niedrigem Wartungsaufwand bestehen. Die Verwendung von Standardkomponenten, die einfach ausgetauscht und ersetzt werden können ist dabei der verfolgte Umsetzungsansatz.

Für die Durchführung von Ermüdungsversuchen an Bauteilen mit großen Abmessungen, d. h. über 1 m Bauteilhöhe, können in der Regel keine eigenständigen universellen Prüfmaschinen entworfen und gebaut werden, die an die jeweilige Prüfaufgabe mit unterschiedlichen Bauteilgeometrien und Beanspruchungssituationen anpassbar sind. Um eine universelle Prüfmöglichkeit zu erhalten, die kosteneffizient und in ihrer Konstruktion ermüdungssicher für kontinuierlichen Prüfbetrieb ausgelegt ist, werden das Versuchsfeld und die Versuchshalle zur Großprüfmaschine und das Bauteil als schwingungsfähiges System selbst zu einem wesentlichen funktionalen Antriebsbestandteil. Nur durch die Nutzung des Eigenschwingverhaltens des Bauteils können diese Art von Ermüdungsversuchen im sogenannten „Very-High-Cycle-Fatigue“-Bereich durchgeführt werden. Die meisten Prüfmaschinen werden ab einer bestimmten Größe in Versuchshallen betrieben, um die Maschinen sicher aufstellen und die Bauteile gut handhaben zu können. Bei der Realisierung dieser Großprüfstände kann die Trennung zwischen dem Bauingenieurwesen, in dessen Bereich die Dimensionierung der Fundamente und Spannfelder der Versuchshallen fällt, und dem Maschinenbau, dessen Einsatzbereich die Entwicklung der mechanischen Versuchstechnik umfasst, nicht mehr aufrecht gehalten werden. Das Spannfeld muss in der Lage sein, eine geeignete Auflagersituation für das zu untersuchende Bauteil zu schaffen, z. B. als Kragträger oder als Einfeldträger mit unterschiedlichen Einspanngraden zwischen gelenkiger und fester Einspannung. Durch das Bauwerk müssen statische Prüfkkräfte zur Erzeugung einer möglichst konstanten Mittellast hervorgebracht werden. Der Kraftfluss muss dabei so ausgelegt werden, dass die zusätzliche Schwingungsbeanspruchung aus der Bauteilprüfung nicht zur Ermüdung der Lasteinleitung des Spannfelds und der Antriebstechnik führt. Der Probekörper muss für jeden Versuch in der Prüfmaschine positioniert und ausgerichtet bzw. direkt vor Ort gefertigt werden. Bei einem industriellen Resonanzversuchsstand ist das prinzipielle Systemverhalten des Schwingungsantriebs bis auf die Federsteifigkeit und die Dämpfung der Materialprobe bekannt. Bei Großversuchen bildet der Probekörper jedoch selbst das Schwingungssystem, dessen dynamische Eigenschaften undefiniert sind. Sie werden bei der Auslegung des Resonanzversuchs festgelegt und entsprechend den prinzipiellen Anforderungen des Experiments und den Rahmenbedingungen der Antriebstechnik angepasst. Das durch die Geometrie, Materialeigenschaften und Bauteileigenschaften bestimmte breite Spektrum an Eigenfrequenzen, Dämpfungen und Kraftamplituden erfordert eine Anpassung des Versuchsaufbaus (Auflagerung und La-

steinleitungssystem für eine Grundbelastung). Die Anforderungen zwischen den einzelnen Versuchsständen unterscheiden sich so stark, dass unterschiedliche Typen von Antriebsmaschinen und dazu passende Leistungselektronik zum Einsatz kommen.

Es muss daher eine allgemeine Regelstrategie entworfen werden, die an diverse Arten von Antrieben und Regelgrößen anpassbar ist. Ziel ist es, ein generalisiertes Regelungsschema zu entwerfen, das einerseits möglichst geringe Ansprüche an die Antriebstechnik (Standardausführungen von Frequenzumrichtern, Antriebsmaschinen und Regelsysteme) stellt und andererseits eine Regelung anhand verschiedenster Regelungsgrößen erlaubt, die zum Teil vorab nicht bekannt sind.

In vielen Bereichen der Technik sind resonante Schwingungen ein unerwünschtes Verhalten. Schwingungen können bei mechanischen Konstruktionen, aber auch bei elektrischen Schaltungen, z. B. in Verstärkerschaltungen, auftreten. In vielen Fällen muss erheblicher Aufwand betrieben werden, um das Schwingungsverhalten so zu beeinflussen, dass keine Schäden oder Beeinträchtigungen entstehen. Maschinenfundamente müssen so ausgelegt werden, dass Resonanzen vermindert werden. Bei Bauwerken werden oft passive und aktive Tilger eingesetzt, um Schwingungen zu mindern, die durch die ambiente Anregung (z. B. durch Verkehrseinwirkungen oder Windanregung) hervorgerufen werden. In wichtigen Anwendungsfällen werden Schwingungen benötigt, wie z. B. bei elektrischen Oszillatorschaltungen, in der Optik bei Lasern und in der Mechanik bei Pendel- und Vibrationssystemen. Die gezielte Nutzung von schwingungsfähigen Systemen stellt sich ebenso anspruchsvoll dar wie die gezielte Vermeidung von Schwingungen.

Ziel bei der Auslegung eines schwingungsfähigen Systems ist es, eine periodische Änderung einer Zustandsgröße um eine Ruhelage oder die fortwährende Veränderung zwischen zwei Zuständen zu erzeugen. Um ein ausgezeichnetes dynamisches Schwingungsverhalten zu erreichen, müssen beim Entwurf, der Auslegung und der Realisierung unterschiedliche Aspekte berücksichtigt werden. Anforderungen sind eine hohe Stabilität der Schwingungsfrequenz und -amplitude und die Erzeugung einer harmonischen Schwingung, die frei von Oberschwingungen ist. Oberschwingungen sind immer exakte Vielfache der Frequenz der Grundschwingung. Um eine konstante Schwingungsamplitude zu erzeugen, muss in physikalischen Systemen wegen der stets vorhandenen Dämpfung der Energieverlust ausgeglichen werden. Die Stabilität der Schwingung gegenüber externen Störbeeinflussungen, aber auch gegenüber Parameteränderungen des schwingungsfähigen Systems selbst, muss so nachgewiesen werden, dass definierte Gütekriterien eingehalten werden. Diese Gütekriterien sind die Stabilität der Regelung, eine gute stationäre Genauigkeit, ein geringes Überschwingverhalten, ein gutes Störgrößenverhalten und Robustheit gegenüber Systemänderungen.

Durch Nutzung der Bauteilresonanz wird durch eine von außen wirkende, relativ geringe

Belastung, die z. B. durch einen Unwuchtantrieb erzeugt wird, aufgrund der dynamischen Vergrößerung eine innere Beanspruchung im Probekörper erzeugt, mit der Ermüdungsuntersuchungen durchgeführt werden können. Bereits in [Wei59] wurde auf die Notwendigkeit von Regelungsverfahren mit einer hohen Güte zur Drehzahlregelung bei Resonanzversuchsständen hingewiesen. Wird keine harmonische Anregung entsprechender Güte erreicht, zeigen sich auch in der Bauteilreaktion nichtharmonische Schwingungsanteile bzw. Oberschwingungen. Diese ungewollten Effekte können signifikante Einflüsse auf das Versuchsergebnis haben und können in Berechnungen meist nicht berücksichtigt werden. Ursachen für den Eintrag von nichtharmonischen Schwingungen und Oberschwingungen liegen im Zusammen- und Wechselwirken aller beteiligten Systemkomponenten der Resonanzprüfmaschine. Die Gesamtdynamik des Resonanzversuchsstands ergibt sich aus dem Zusammenspiel der einzelnen Systemkomponenten, die in der folgenden Liste angegeben sind:

- implementierte Regler
- Leistungselektronik
- Antriebsmaschinen
- Schwingungssystem
- Zusatzeinrichtungen, z. B. Massen, Federn und Abspannungen
- Messaufnehmer

1.2 Zielsetzung und Aufbau der Arbeit

In dieser Arbeit wird ein Versuchsstands- und Umsetzungskonzept zur Durchführung von Bauteiluntersuchungen an großmaßstäblichen Bauteilen im Bauingenieurwesen entwickelt. Kapitel 2 enthält einen kurzen Überblick über historische und aktuelle Prüfmaschinenteknik zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Baustoffen und kleinen Bauteilen. Im Rahmen der Arbeit wird der Bogen gespannt von den in Kapitel 3 beschriebenen, für die Realisierung von Resonanzprüfständen notwendigen theoretischen Grundlagen der Schwingungsdynamik, der elektrischen Antriebstechnik, der Regelungstechnik und der dynamischen Simulation zu einem Auslegungskonzept in Kapitel 4, das die Simulation des dynamischen Verhaltens des Resonanzversuchsstands in allen Phasen der Versuchsplanung und Versuchsdurchführung mit einbezieht. In Kapitel 5 wird ein Regelungskonzept für Resonanzversuchsstände vorgestellt, das den Entwurf einer Regelung möglichst frei von Annahmen hinsichtlich der zu regelnden Führungsgröße und mit wenigen Informationen zu den Leistungsklassen der eingesetzten Antriebskomponenten erlaubt. Zur Untersuchung eines stabilen Regelverhaltes von realisierten Versuchsstandskonfigurationen wird in Kapitel 6 der Resonanzversuchsstand in Teilmodelle gegliedert und jedes Teilmodell

hinsichtlich seines Eingangs- und Ausgangsverhaltens und seiner Parameter beschrieben, um daraus eine Simulationsumgebung zu erstellen. Mit dieser Simulation werden dynamische Schwingungseffekte untersucht, die Einfluss auf das Lastaufbringungsverhalten von Resonanzversuchsständen haben. In Kapitel 7 werden die im Rahmen dieser Arbeit am Institut für Massivbau nach dem Prüfstands- und Umsetzungskonzept realisierten Resonanzversuchsstände hinsichtlich ihrer Aufgabenstellung, Auslegungsparameter und Versuchsergebnisse beschrieben. In Kapitel 8 wird ein Ausblick auf das weitere Potential des entwickelten Simulationswerkzeugs für Resonanzversuchsstände im Prüfbetrieb und für die Maschinenüberwachung gegeben.

Kapitel 2

Stand der Technik

2.1 Notwendigkeit von Bauteilprüfungen

Neben der statischen Berechnung der Tragfähigkeit einer Konstruktion spielt die dynamische Analyse eine wichtige Rolle, um die Lebensdauer einer dynamisch beanspruchten Konstruktion, wie beispielsweise eines Brückenüberbaus, eines Turmelements oder einer Windenergieanlage, richtig abzuschätzen. Die Lebensdauer ist dominant von den auftretenden Spannungsamplituden im Bauteil abhängig. Im Bauingenieurwesen, aber auch im Maschinenbau wird mit der Betriebsfestigkeitsrechnung die Lebensdauer über die Kumulation von Spannungskollektiven in einem Bauteilquerschnitt bestimmt. Dazu werden für konkrete Bauteilzonen die auftretenden Beanspruchungen der Beanspruchbarkeit des Materials gegenübergestellt. Mit der Betriebsfestigkeitsrechnung können zwei Ziele verfolgt werden. Durch einen Dauerfestigkeitsnachweis wird belegt, dass die auf ein Bauteil einwirkende Beanspruchung auf Dauer keinen Anriss oder Bruch hervorruft. Alternativ wird durch einen Zeitfestigkeitsnachweis sichergestellt, dass die einwirkende Beanspruchung über eine bestimmte Zeit bzw. eine bestimmte Anzahl Lastwechsel hinweg ertragen werden kann. Dieser Zeitraum muss entsprechend größer sein als die geplante Lebensdauer der Bauwerkskonstruktion. Da eine Dauerfestigkeit experimentell nicht für unbegrenzte Zeiträume nachgewiesen werden kann, wird auch von Langzeitfestigkeit gesprochen. Die etablierteste Technik für deren Abschätzung ist die Verwendung von Wöhlerkurven, die für unterschiedliche Materialien die Anzahl der ertragbaren Schwingspiele über der Lastschwingbreite angeben. Die Lastschwingbreite ist bei einer harmonischen Schwingung die Differenz der Ober- und Unterlast und entspricht damit dem doppelten Betrag der Lastamplitude, vgl. Abb. 2.1. Dabei ergeben sich unterschiedliche Arten der Beanspruchung im Zug- und Druckbereich. Bei Türmen von Windenergieanlagen liegt die geplante Lebensdauer bei 20 Jahren. Über diesen Zeitraum treten bei einem Turm einer Offshore-Windenergieanlage durch dessen erste Biegeeigenfrequenz im Bereich von 0,2 Hz bis 0,4 Hz und eine Welleneinwirkungsfrequenz im Ozean von 0,04 Hz bis 0,34 Hz (vgl. [AVSS12],

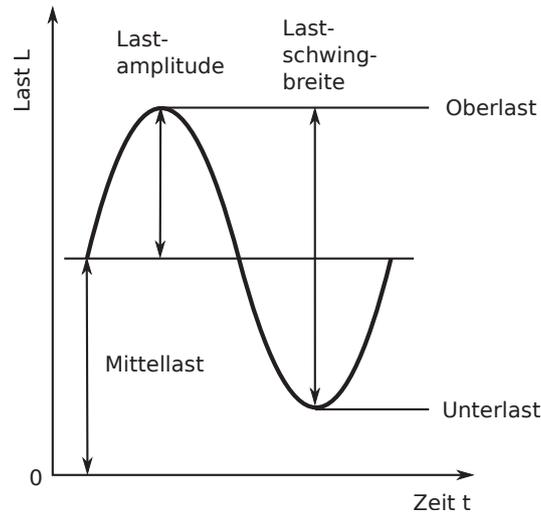


Abbildung 2.1: Definition der Begriffe Lastamplitude, Lastschwingbreite, Ober-, Mittel- und Unterlast

[SEW⁺14] und [Mal11]), Schwingspiele im Bereich von $> 2 \cdot 10^8$ Lastwechsel auf. Materialuntersuchungen und insbesondere Bauteiluntersuchungen existieren in diesem Lastwechselbereich jedoch im äußerst begrenztem Umfang, da auch normative Vorgaben, z. B. jene in [DIN16], für den experimentellen Nachweis der Schwingfestigkeit bei metallischen Werkstoffen und Bauteilen Grenzwahrscheinlichkeitszahlen im Bereich von $1 \cdot 10^6$ bis $1 \cdot 10^7$ vorsehen. Die bisherigen Untersuchungen an kleinmaßstäblichen Modellen lassen sich meist aufgrund von Maßstabeffekten nur unzureichend auf die Realität abbilden und erfordern eine Prüfung von Bauteilen im Originalmaßstab bzw. großen Maßstäben, vgl. [WLF⁺12]. Der Maßstabeffekt bei Ermüdungsuntersuchungen wird durch sich überlagernde makroskopische und mikroskopische Einflüsse hervorgerufen, vgl. [BL11]. Der geometrische oder spannungsmechanische Einfluss wird durch einen Unterschied des Spannungsgradienten nahe der Bauteiloberfläche bei unterschiedlichen Bauteilhöhen verursacht. Die statistische Wahrscheinlichkeit, dass mehr Fehlstellen im Material und auf der Materialoberfläche vorhanden sind, aus denen Risse entstehen, steigt mit größerem Bauteilvolumen und größerer Bauteiloberfläche. Der technologische Größeneinfluss umfasst die herstellungsbedingten Materialabweichungen wie eine höhere Oberflächenrauigkeit und größere Zuschlagskörner bei großen Bauteilen, vgl. [BL11].

Die Lastwechselzahlen, für Untersuchungen des Ermüdungsverhaltens, sollten sich zudem an den realen Beanspruchungsszenarien orientieren. Ziel dieser Untersuchungen im Bauingenieurwesen ist es, durch verbesserte Konstruktionsregeln effizientere Ingenieurbauwerke (u. a. Windenergieanlagen, Brücken und Türme) zu schaffen, die bei geringeren Errichtungskosten und Materialeinsatz eine bessere Tragfähigkeit und eine höhere Lebensdauer erreichen.

2.2 Resonanzbasierte Prüfstände zur Bauteilprüfung

2.2.1 Historische Prüfmaschinen

Die erste Prüfmaschine zur Bauteilprüfung, die die Prüfkraft durch umlaufende Unwuchtmassen erzeugte, war die von J.H. SMITH Anfang des 20. Jahrhunderts entwickelte Prüfmaschine zur Druck-Zug-Schwingungsbelastung, vgl. [Sie40]. Mit dieser Maschine konnten kleine stabförmige Materialproben untersucht werden. Diese Materialproben wurden in einem Spannhalter beidseitig eingespannt. Die Probekörper waren mit kegeligen Einspannköpfen versehen. Eines der Spannhalter war beweglich gelagert und über ein Gestänge mit einer Zug- und Druckfeder verbunden. Mit einem Handrad konnte diese Feder vorgespannt und damit eine Zug- oder Druckmittelspannung auf die Probe aufgebracht werden. In der Mitte des Gestänges war senkrecht zur Schwingrichtung ein Lager zur Einbindung des Unwuchtantriebs angeordnet (vgl. Abb. 2.2). Der Unwuchtantrieb bestand aus zwei Unwuchtscheiben, die links und rechts des Gestänges rotierten und über eine Achse verbunden waren. Es wurde so eine gerichtete Kraft in vertikaler Richtung erzeugt, während die horizontale Kraftkomponente durch die Lagerung des Gestänges aufgenommen wurde. Die Schwungscheiben beschleunigten durch eine Mitnehmerkonstruktion auf eine vorgegebene Drehfrequenz. Die Besonderheit des Mitnehmers war dessen nachgiebige Kopplung an den Unwuchtantrieb. Damit konnte der schwingungsfähige Teil der Prüfmaschine die vertikale Bewegung nahezu ungehindert ausführen. Der Mitnehmer besaß die gleiche Unwuchtkonfiguration wie die Schwungscheiben, um die erzeugten Kräfte innerhalb der Prüfmaschine zu kompensieren und nicht in das Fundament ableiten zu müssen. Dies war auch der Grund, warum die Maschine als Doppelmaschine zur gleichzeitigen Prüfung von zwei Proben konstruiert war: damit auch die Unwuchtkräfte der Mitnehmer innerhalb der Prüfmaschine aufgenommen werden konnten. Diese Maschine wurde von ihrem Konstrukteur zur Aufnahme von Wöhler-Kurven und zur experimentellen Ermittlung von Werkstoffkenngrößen verwendet. Die ersten Versuche, gezielt die Schwingungsresonanz zur Verstärkung der Prüfkraft zu nutzen, wurden im Jahr 1929 mit der von C. SCHENCK gebauten Zug-Druckmaschine mit Fliehkraftantrieb unternommen, s. Abb. 2.3. Diese Maschine setzte einen Wuchtförderantrieb ein, der ursprünglich für den Transport von Material in Wuchtförderrinnen Verwendung fand. In Abb. 2.4 ist dieser Wuchtförderantrieb dargestellt. Er bestand aus einem massiven Rahmen, in dem die Antriebseinheit durch zehn Arbeitsfedern auf beiden Seiten eingespannt war. Die Gewichtskraft der Antriebseinheit wurde zusätzlich durch vertikale Federn aufgenommen, um die Arbeitsfedern nicht auf Biegung zu beanspruchen. Der Antrieb selbst bestand aus einer Asynchronmaschine, an deren Rotorwellenenden jeweils zwei Unwuchtmassen angebracht waren. Bereits bei dieser Maschine konnte durch eine starre mit der Rotorachse verbundene und eine drehbar angeordnete Unwuchtscheibe die Amplitude der Unwuchtkraft bei

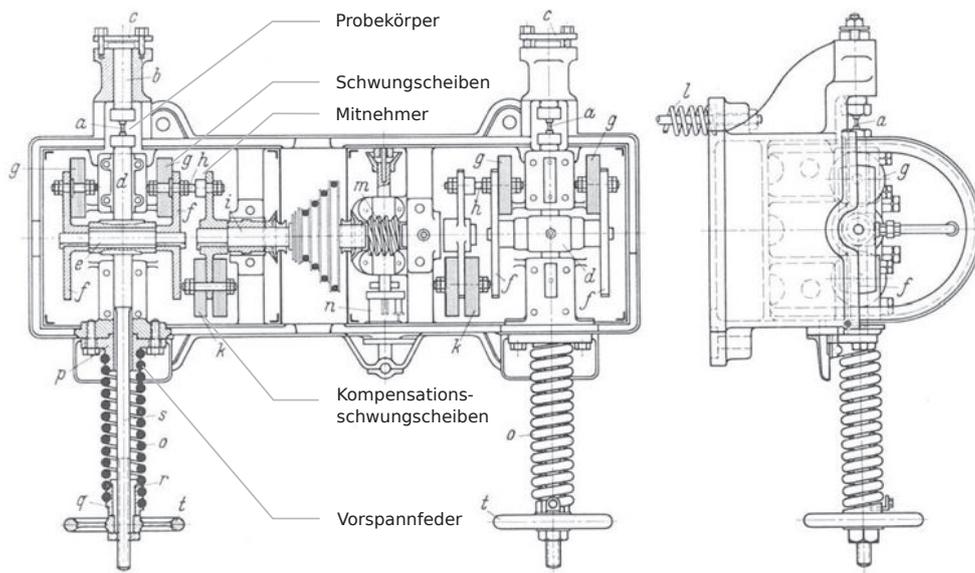


Abbildung 2.2: Erste Prüfmaschine von J.H SMITH, die die Prüfkraft durch rotierende Unwuchtmassen erzeugte, aus [Sie40]

einer festen Drehfrequenz von 950 U/min eingestellt werden. Die von den Unwuchtscheiben bei ihrer Rotation erzeugte Fliehkraft ließ den Antriebsmasseblock periodisch schwingen. Über die Arbeitsfedern wurde die Kraft auf den Rahmen und so auf den Probekörper übertragen. Der Probekörper konnte durch den Spannmeechanismus am Gegengewicht mit einer Zugkraft von bis zu 100 kN vorgespannt werden. Das Gegengewicht hatte eine Masse von ca. 2 t. Beide Teile der Maschine waren vertikal auf Führungsblattfedern aufgelagert, die eine horizontale Schwingung ermöglichten. Die Maschine konnte etwa 85 % bis 90 % der Resonanzfrequenz erreichen, ohne sich instabil zu verhalten und erzeugte dabei eine zwei- bis dreifache dynamische Überhöhung der Kraft. Dies entspricht einer durch den Resonanzantrieb erzeugten Prüfkraft von ± 50 kN.

2.2.2 Industrielle Resonanzprüfmaschinen

Aus den historischen Prüfmaschinen wurden industriell einsetzbare Prüfmaschinensysteme entwickelt. Verschiedene Hersteller bieten für die unterschiedlichen Belastungsarten, z. B. Biegung, Torsion oder Axialbelastung, Prüfmaschinen für Materialproben und kleine Bauteile an. Ein Beispiel für einen industriellen Resonanzprüfmaschine ist die *Power Swing* der Firma SincoTec. Diese Prüfmaschine ist als Dreimassenschwinger konzipiert. Das schwingungsfähige Antriebssystem ist dabei ein Einmassenschwinger, der mit festen Schwingungsparametern für den jeweiligen Maschinentyp ausgelegt ist und die auf den Probekörper aufzubringende Prüfkraft erzeugt. Diese Antriebseinheit besteht aus einem großen Massepaket und mehreren starken Federn, die die gesamte Prüfkraft ermüdungsfrei aufnehmen und auf den Probekörper übertragen. Die Anregung selbst erfolgt durch die

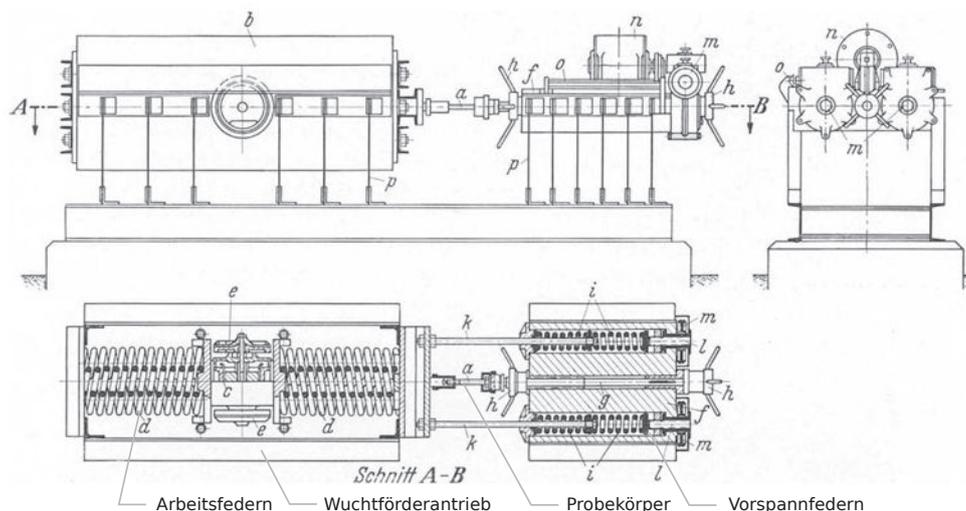


Abbildung 2.3: Schnitt und Ansicht der von C. SCHECK gebauten Fliehkraftmaschine, aus [Sie40]

Fliehkraft eines Unwuchtantriebs in vertikaler Schwingungsrichtung. Der Probekörper mit Lasteinleitung bildet das zweite Feder-Masse-System. Die gesamte Resonanzprüfmaschine ist auf Federn gelagert und bildet das dritte Feder-Masse-System zur Schwingungsentkopplung gegenüber dem Fundament. Die Resonanzfrequenz der Arbeitsmasse kann durch zusätzliche Masseballastierungen abgestimmt werden. Die Unwuchtscheiben werden über ein Getriebe zwangssynchronisiert und durch eine elektrische Maschine angetrieben. Der Prüfkörper wird vertikal zwischen zwei Spannfutter eingespannt. Das untere Spannfutter ist fest mit der Gegenmasse verbunden. Das obere Spannfutter ist vertikal über eine Kugelgewindespindel verfahrbar und bringt die statische Prüfkraft auf. Resonanzprüfmaschinen dieser Baureihe können bis zu ± 2000 kN statische Belastung und ± 1000 kN dynamische Kraft auf den Probekörper aufbringen. Die maximale Prüffrequenz kann dabei bis zu 80 Hz betragen.

Diese Art von Prüfmaschinen wird in verschiedenen Industriebereichen des Bauingenieurwesens, des Maschinenbaus, der Luft- und Raumfahrttechnik, der Medizintechnik, der Automobilindustrie und des Windenergieanlagenbaus eingesetzt, um Materialprüfungen und Prüfungen an kleineren Komponenten, wie beispielsweise Schraubverbindungen, durchzuführen. Durch unterschiedliche Anforderungen sind für bestimmte Bauteilkategorien spezifisch angepasste Prüfstände entwickelt worden, z. B. zur Untersuchung der Biege- und Torsionsschwingfestigkeit von Kurbelwellen, Nocken- und Antriebswellen und Bremsstrommeln.

2.2.3 Resonanzprüfmaschine der TU Wien

Am Institut für Tragkonstruktionen der Technischen Universität Wien wurde im Jahr 2008 ein Versuchsstand für Dauerschwingversuche zur Prüfung der Ermüdungsfestigkeit

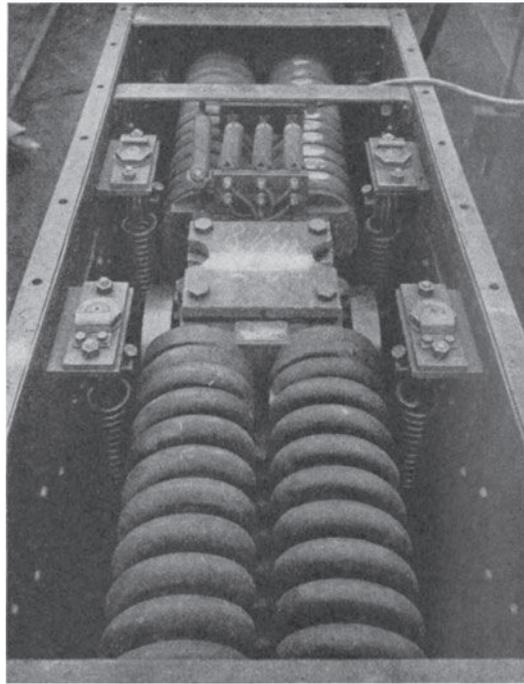
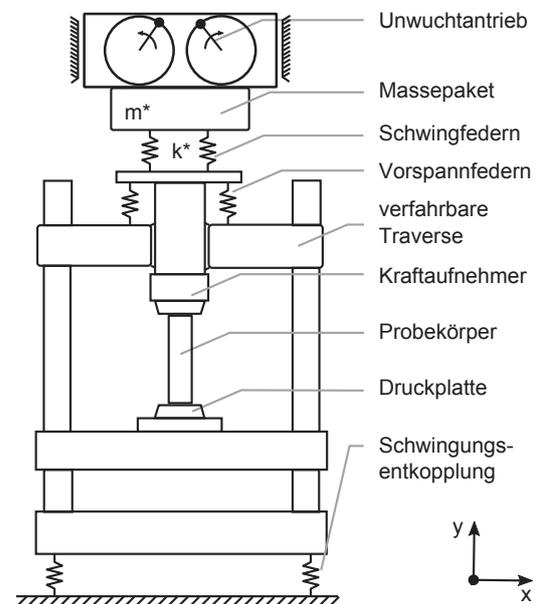


Abbildung 2.4: Ansicht des Schwingungsantriebs der Druck-Zug-Fliehkraftmaschine von C. SCHENCK, aus [Leh30]



(a) Resonanzprüfmaschine des Instituts für Baustoffe an der Leibniz Universität Hannover vom Typ *Power Swing* der Firma SincoTec

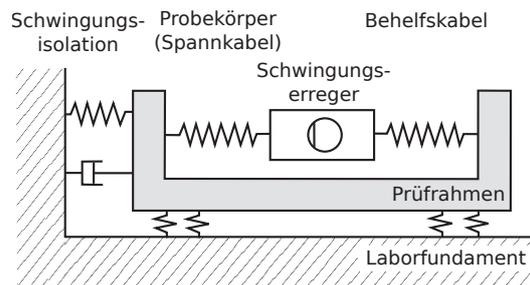


(b) Mechanisches Modell einer als Dreimassenschwinger konzipierten Resonanzprüfmaschine

Abbildung 2.5: Industrielle Resonanzprüfmaschine



(a) Ansicht des Prüfmaschinenrahmens und der Koppereinheit, aus [Köb08]



(b) Mechanisches Modell der Resonanzprüfmaschine zur Spannkabelprüfung

Abbildung 2.6: Resonanzprüfstand für Spannkabel der TU Wien

von Stahlkabeln fertiggestellt, vgl. [Köb08]. Im Unterschied zu den im Kapitel 2.2.2 beschriebenen eigenständigen Prüfmaschinen wurde für diese Prüfmaschine ein eigener auf 14 Federpaketen mit je vier Druckfedern gelagerter Fundamentrahmen aus Stahlbeton gebaut. Die Prüfkräfte werden damit nicht mehr innerhalb der Maschine geführt sondern durch das Gebäude selbst, welches als Bestandteil des Versuchsstands aufgefasst wird. Der Versuchsrahmen befindet sich im Kellergeschoss des Labors und kann vom darübergelegenen Erdgeschoss mit den Proben bestückt werden. Er hat eine Länge von 16 m bei einer Masse von 145 t. An der Außenseite des Prüfrahmens befindet sich ein Hydraulikzylinder, mit dem das Behelfskabel vorgespannt wird, um ein Zugkraft von bis zu 10 MN in den Probekörper einleiten zu können. Der Schwingungsantrieb zur Erzeugung der Prüfkraft befindet sich in der Kopplungseinheit, die das Behelfskabel und den Probekörper verbindet, vgl. Abb. 2.6a. Der Probekörper ist im Prüfrahmen und der Koppelstelle eingespannt und wird durch die horizontale Unwuchtkraft angeregt. Zwei dieser Kopplungseinheiten wurden für unterschiedliche Mittellastniveaus dimensioniert: eine Kopplungseinheit für eine maximale Mittellast von 5 MN bei einer Masse von 4,8 t und die zweite für eine maximale Mittellast von 10 MN bei einer Masse von 13,5 t. Die zwei unterschiedlichen Massen der Kopplungsstellen ermöglichen eine Grobauswahl der Prüffrequenz. Durch kleine Zusatzmassen kann die Prüffrequenz abgestimmt werden. Das Behelfskabel sowie auch das Spannkabel als eigentlicher Probekörper sind im Prüfrahmen verankert. Der Schwingungsantrieb ist durch eine Asynchronmaschine realisiert, die über einen Antriebsriemen den zwangssynchronisierten Richterregger antreibt. Die Regelung der Drehfrequenz des Schwingungserregers erfolgt über eine Phasenregelschleife, deren Phasenfrequenzdetektor bzw. Phasenkomparator die Phasenlage zwischen der Auslenkung der Kopplungseinheit und der Rotorlage der Unwuchten vergleicht und den Phasenversatz zwischen Anregungskraft und Prüfstandsreaktion berechnet. Je weiter sich die Frequenz der Anregung der Reso-

nanzfrequenz nähert, desto weiter bewegt sich dieser Phasenversatz in Richtung 90° bzw. $\pi/2$. Jedoch wird meist zuvor ein instabiler Bereich erreicht und die resonante Schwingung bricht ab. Zur Einstellung der Unwuchtkraft können stabförmige Massezylinder in Bohrungen in den Unwuchtscheiben eingelegt werden. Die Prüfmaschine ermöglicht eine Prüfung im Frequenzbereich von 10 Hz – 50 Hz.

Im mechanischen Modell der Prüfmaschine (vgl. Abb. 2.6b) lässt sich erkennen, dass es sich bei dem Aufbau um das gleiche Prinzip wie bei der schon im Jahr 1929 von C. SCHENCK entwickelten Fliehkraftprüfmaschine (s. Abschnitt 2.2.1) handelt. Der einzige Unterschied besteht darin, dass hier eine der Arbeitsfedern durch den eigentlichen Probekörper ersetzt wird. In den Versuchsergebnissen von [Köb08] zeigt sich, dass sich die Kraftamplitude bei der hier verwendeten Regelung nicht exakt auf einem Beanspruchungsniveau halten lässt, sondern trotz des geringen Lastniveaus der Kraftschwingbreite bereits Abweichungen von bis zu 12 % entstehen. Je nach zu untersuchender Fragestellung können höhere Anforderungen an die exakte Regelung bestehen.

2.2.4 Resonanzprüfmaschine für Rohrverbindungen

Für die Untersuchungen von Rohrverbindungen, wie sie bei Bohrgestängen im Bereich der Ölförderindustrie Verwendung finden, wurden an mehreren Universitäten Resonanzprüfstände entwickelt, z. B. an der Universität Pisa ([BBSB08]) oder an der Universität Gent ([VW11]). Beide Prüfstände haben einen ähnlichen Aufbau. Die Prüfstände bestehen aus einem massiven Stahlrahmen mit Schienen, auf dem die zwei Auflager und der Motorträger in variablen Abständen aufgespannt werden können (vgl. Abb. 2.7). Dieser Stahlrahmen hat bei [VW11] eine Länge von 9,5 m und eine Breite von 1,29 m. Jedes der Auflager besitzt vier verschiebbliche Lagerrollen entlang einer kreisförmigen Probekörperdurchführung, sodass Rohrelemente mit unterschiedlichem Durchmesser geprüft werden können. Der Probekörper wird in die beiden Auflager eingelegt, sodass sich die beabsichtigten Schwingungsknoten an den Auflagerstellen befinden. An einem Ende des Probekörpers wird der Schwingungsantrieb befestigt. Dieser besteht aus einem elektrischen Antrieb, der über eine Kardanwelle einen Satz von Unwuchtgewichten antreibt. Die Unwucht rotiert um die Längsachse und erzeugt somit eine radiale Fliehkraft am Rohrende. Zum Ausgleich der Masse ist am gegenüberliegenden Rohrende ebenfalls ein Massegewicht angebracht. Während des Versuchs erzeugt die Unwuchtmasse eine periodische Kraftanregung, die nahe an der ersten Eigenfrequenz des Bauteils liegt. Durch die Anregung im Resonanzbereich bei geringer Dämpfung des Gesamtsystems ergibt sich eine Vervielfachung der Prüfkraft. Durch die Befüllung des Rohres mit Wasser kann die Prüffrequenz reduziert werden, um in den Arbeitsbereich der Prüfmaschine von 20 Hz – 40 Hz zu gelangen.

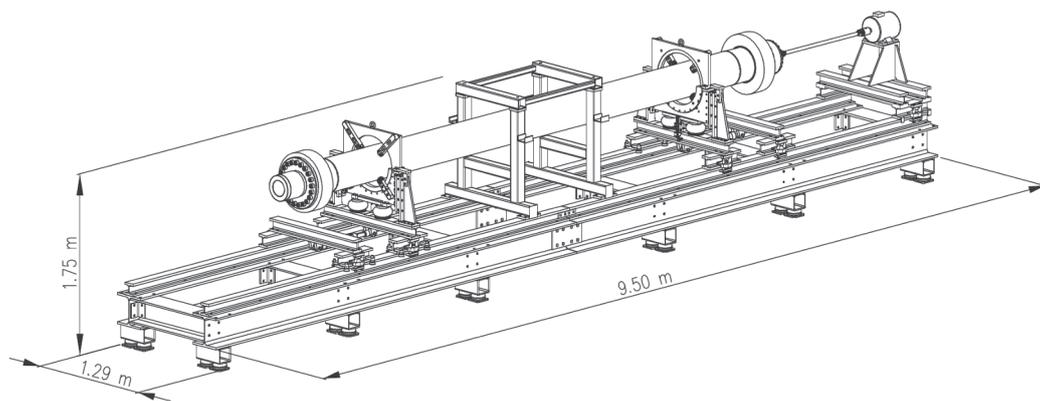


Abbildung 2.7: Resonanzprüfmaschine für Bohrgestänge zur Förderung von Öl und Gas der Universität Gent, aus [VW11]

Kapitel 3

Theoretische Grundlagen

3.1 Grundlagen der mathematischen Modellierung von Schwingungssystemen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der Dynamik, die für die Beschreibung eines Resonanzversuchsstands notwendig sind, kurz zusammengefasst. Viele dynamische Systeme der Mechanik lassen sich idealisiert als Einmassenschwinger (EMS) oder als eine Kombination von Einmassenschwingern darstellen. Die Dynamik des Einmassenschwingers wird durch die Bewegungsgleichung, Gl. (3.1), mit den folgenden Parametern beschrieben: der trägen Masse m , der Steifigkeit der Feder k und dem Dämpfungskoeffizienten d .

$$m \cdot \ddot{x}(t) + d \cdot \dot{x}(t) + k \cdot x(t) = F(t) \quad (3.1)$$

Dabei ist $F(t)$ der auf den Einmassenschwinger wirkende zeitliche Kraftverlauf, der diesen aus seiner Ruhelage auslenkt. Das Koordinatensystem wird meist so gewählt, dass sich die Ruhelage im Koordinatenursprung befindet und so die durch die Gewichtskraft bedingte Auslenkung nicht ersichtlich wird. Diese gewöhnliche Differentialgleichung 2. Ordnung mit konstanten Koeffizienten kann durch Superposition der homogenen Lösung, die einer freien Schwingung entspricht, und einer partikulären Lösung berechnet werden, um die zeitliche Bewegung $x(t)$ des Systems zu erhalten. Die aus dem Freikörperbild (s. Abb. 3.1) der Kräfte abgeleitete Gleichung lässt sich durch Einführung des Lehrschen Dämpfungsmaßes D und der ungedämpften Eigenkreisfrequenz ω_0 auch durch Gl. (3.2) ausdrücken.

$$\ddot{x}(t) + 2D\omega_0 \cdot \dot{x}(t) + \omega_0^2 \cdot x(t) = \frac{F(t)}{m} \quad (3.2)$$

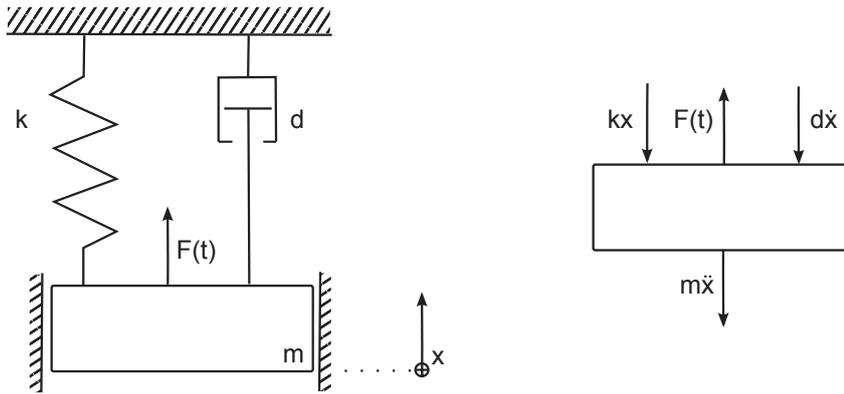


Abbildung 3.1: Einfaches Feder-Masse-Dämpfer-System und zugehöriges Freikörperbild

Das Lehrsche Dämpfungsmaß und die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz berechnen sich dabei mit Gln. (3.3a) und (3.3b).

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.3a)$$

$$D = \frac{d}{2\sqrt{k \cdot m}} \quad (3.3b)$$

Zur Berechnung der homogenen Lösung mit $F(t) = 0$ wird der Exponentialansatz $\underline{x}(t) = \underline{C}e^{\lambda t}$ als allgemeingültiger Lösungsansatz gewählt. Der Koeffizient \underline{C} ist dabei die komplexe Amplitude und λ ein frei wählbarer komplexer Parameter. Werden die Ableitungen des Lösungsansatzes gebildet und in die Differentialgleichung eingesetzt, müssen alle zeitabhängigen Größen als komplexe Werte ausgedrückt werden.

$$\dot{\underline{x}}(t) = \lambda \underline{C} e^{\lambda t} \quad (3.4a)$$

$$\ddot{\underline{x}}(t) = \lambda^2 \underline{C} e^{\lambda t} \quad (3.4b)$$

Daraus ergibt sich Gl. (3.5).

$$(\lambda^2 + 2D\omega_0\lambda + \omega_0^2)\underline{C}e^{\lambda t} = 0 \quad (3.5)$$

Da stets $e^{\lambda t} \neq 0$ gilt, kann $\underline{C} = 0$ direkt als triviale Lösung ermittelt werden. Für die weiteren Lösungen entsteht durch Division durch $\underline{C}e^{\lambda t}$ die charakteristische Gleichung

$$\lambda^2 + 2D\omega_0\lambda + \omega_0^2 = 0. \quad (3.6)$$

Die Lösung $\lambda_{1,2}$ dieser quadratischen Gleichung ergibt

$$\lambda_{1,2} = \omega_0 D \pm i\omega_0 \sqrt{1 - D^2}. \quad (3.7)$$

Für schwingungsfähige Systeme muss für das Lehrsche Dämpfungsmaß $D < 1$ gelten. Damit ergeben sich als Lösung der charakteristischen Gleichung zwei konjugiert komplexe Pole.

Am Imaginärteil dieser Lösung lässt sich erkennen, dass die Schwingfrequenz des gedämpften Einmassenschwingers geringer ist als die natürliche Eigenfrequenz ω_0 des gleichen Systems ohne Dämpfung. Die gedämpfte Eigenkreisfrequenz ω_D des frei schwingenden Systems wird durch Gl. (3.8) ausgedrückt.

$$\omega_D = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} \quad (3.8)$$

Die Lösung der Differentialgleichung ergibt sich aus der Summe der Einzellösungen, die durch Einsetzen in den Lösungsansatz ermittelt werden:

$$\underline{x}(t) = \underline{C}_1 e^{(-\omega_0 D + i\omega_D)t} + \underline{C}_2 e^{(-\omega_0 D - i\omega_D)t} \quad (3.9)$$

Die Auslenkung des Einmassenschwingers entspricht dem Realteil der Lösung $x(t) = \Re\{\underline{x}(t)\}$. Durch Anwendung der Eulerschen Formel und der Darstellung nach Betrag und Phasenwinkel $\underline{C} = C e^{i\varphi}$ lässt sich diese Darstellung noch vereinfachen:

$$\underline{x}(t) = e^{-\omega_0 D t} \left[C_1 e^{i\varphi_1} e^{i\omega_D t} + C_2 e^{i\varphi_2} e^{-i\omega_D t} \right] \quad (3.10)$$

$$\underline{x}(t) = e^{-\omega_0 D t} (C_1 (\cos \varphi_1 + i \sin \varphi_1) (\cos \omega_D t + i \sin \omega_D t) + C_2 (\cos \varphi_2 + i \sin \varphi_2) (\cos \omega_D t - i \sin \omega_D t)) \quad (3.11)$$

$$x(t) = e^{-\omega_0 D t} ((C_1 \cos \varphi_1 + C_2 \cos \varphi_2) \cos \omega_D t - (C_1 \sin \varphi_1 - C_2 \sin \varphi_2) \sin \omega_D t) \quad (3.12)$$

Der Ausdruck kann unter Verwendung der Konstanten A und B (Gl. (3.13) bzw. (3.14)) umgeformt werden zu Gl. (3.15).

$$A = C_1 \cos \varphi_1 + C_2 \cos \varphi_2 \quad (3.13)$$

$$B = -C_1 \sin \varphi_1 + C_2 \sin \varphi_2 \quad (3.14)$$

$$x_{hom}(t) = x(t) = e^{-\omega_0 D t} (A \cos(\omega_D t) + B \sin(\omega_D t)) \quad (3.15)$$

Die freie gedämpfte Schwingung ist damit eine harmonische Schwingung mit Eigenkreisfrequenz ω_D , deren Schwingungsamplitude exponentiell abnimmt. Dies ist die homogene Lösung der Differentialgleichung. Aus den Anfangsbedingungen für die Anfangsauslenkung $x(t = 0)$ und die Anfangsgeschwindigkeit $\dot{x}(t = 0)$ können Parameter A und B durch Einsetzen in Gl. (3.16) bestimmt werden.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) = & -\omega_0 D e^{-\omega_0 D t} (A \cos(\omega_D t) + B \sin(\omega_D t)) \\ & + \omega_D e^{-\omega_0 D t} (-A \sin(\omega_D t) + B \cos(\omega_D t)) \end{aligned} \quad (3.16)$$

Daraus ergibt sich Gleichungssystem (3.17).

$$x(t=0) = A \quad (3.17a)$$

$$\dot{x}(t=0) = -\omega_0 DA + \omega_D B \quad (3.17b)$$

Mit diesen Parametern wird die freie gedämpfte Schwingung beschrieben. Die Differentialgleichung besitzt jedoch noch weitere Lösungen, die als kritisch gedämpfte Schwingung und überkritisch gedämpfte Schwingung hier keine Betrachtung finden.

In der Systemtheorie und der Regelungstechnik wird das dynamische Verhalten von linearen zeitinvarianten (LZI) Systemen durch Übertragungsfunktionen im Laplacebereich bzw. Bildbereich charakterisiert, vgl. Abschnitt 3.10. Übertragungsfunktionen sind komplexwertige Funktionen, die das Verhalten eines linearen zeitinvarianten Systems mit einer Eingangsgröße und einer Ausgangsgröße vollständig beschreiben. Das Schwingungsverhalten des Resonanzversuchsstands kann durch ein sogenanntes PT2-Glied beschrieben werden, wenn der Versuchsstand als Einmassenschwinger betrachtet wird. Die Bezeichnung „PT2-Glied“ drückt aus, dass es sich bei diesem System um eine Kombination von einem P-Glied mit einem proportionalen statischen Übertragungsverhalten und zwei I-Gliedern mit integrierendem Verhalten, das durch die zwei Zeitkonstanten T_1 und T_2 bestimmt wird, handelt. Je nach Dämpfungsverhalten können diese Zeitkonstanten auch komplexwertig sein. In diesem Fall sind die beiden Werte konjugiert komplex zueinander. Die Übertragungsfunktion für das PT2-Glied wird daher bevorzugt mit zwei reellwertigen Größen, der Zeitkonstante T und der Dämpfung D , mittels Gl. (3.18) äquivalent beschrieben.

$$G(s) = \frac{K}{1 + 2DTs + T^2s^2} \quad (3.18)$$

Die beiden Zeitkonstanten T_1 und T_2 lassen sich mit Gl. (3.19) berechnen.

$$T_{1,2} = \frac{T}{D \pm \sqrt{D^2 - 1}} \quad (3.19)$$

Die ungedämpfte Eigenkreisfrequenz des Systems entspricht dem reziproken Wert der Zeitkonstante T (vgl. Gl. (3.20)).

$$T = \frac{1}{\omega_0} \quad (3.20)$$

Mit der Übertragungsfunktion lässt sich für einen Kraftverlauf der Anregung aus einem in den Bildbereich transformierten Eingangssignal die Systemantwort als Auslenkung durch Multiplikation der beiden Funktionen berechnen. Als Eingangssignale werden dabei meist der Einheitssprung und der Einheitsimpuls angewendet, um charakteristische Kenngrößen wie beispielsweise das maximale Überschwingen, den Zeitpunkt des ersten Erreichens des stationären Endwerts, den Zeitpunkt des Maximalwerts und den Maximalwert selbst zu ermitteln.

Das zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens des Resonanzversuchsstands notwendige Systemmodell unterscheidet sich jedoch in zwei Punkten vom Modell eines Einmassenschwingers: 1.) Die Kraftanregung durch den Unwuchtantrieb entspricht einer näherungsweise harmonischen Kraftanregung, die ein harmonisch schwingendes Ausgangssignal zur Folge hat. 2.) Als Führungsgröße der Regelung wird die Amplitude und nicht der Momentanwert einer Zustandsgröße verwendet. Für die Regelung ist der dynamische Verlauf der Amplitude, z. B. des Schwingwegs oder der Auflagerkraft hinsichtlich Stabilität, Regelgüte und Einschwingzeit, relevant. Der harmonische Kraftverlauf des Unwuchtantriebs lässt sich als Systemeingang des Einmassenschwingers $G_U(s)$ durch eine Sinusfunktion im Laplace-Bereich (vgl. Gl. (3.21)) ausdrücken.

$$G_U(s) = \frac{\omega_{mech}^2}{s^2 + \omega_{mech}^2} \quad \bullet \text{---} \circ \quad g_u(t) = \sin(\omega_{mech} \cdot t) \quad (3.21)$$

Diese Funktion ist jedoch nicht als Übertragungsfunktion für die Modellierung eines Unwuchtantriebs, der aus einer Drehkreisfrequenz ω_{mech} eine Kraftkomponente in Schwingungsrichtung erzeugt, geeignet. Der Grund liegt darin, dass in der Übertragungsfunktion die Schwingfrequenz fest vorgegeben ist und nur die Amplitude durch das Eingangssignal einflusst werden kann. Die Schwingfrequenz bleibt immer konstant.

3.2 Berechnung des Ersatzsystems des Biegebalkens

Das dynamische Verhalten eines Bauteils kann durch Verwendung äquivalenter Einmassenschwinger mathematisch modelliert werden. Um einen äquivalenten Einmassenschwinger für ein Biegebauteil zu berechnen, müssen eine Ersatzsteifigkeit k^* und die Ersatzmasse m^* berechnet werden. Diese Ersatzgrößen sind abhängig von den Auflagerungsbedingungen des Balkens, seinen geometrischen Größen und seinen Materialeigenschaften. Für jede Eigenfrequenz existiert eine eigene Ersatzsteifigkeit und eine eigene Ersatzmasse. Mit den exakten Modalformen können die äquivalenten Parameter bestimmt werden. Die wichtigen Modalformen für die vier Eulerfälle können der Standardliteratur, z. B. [Pet00], entnommen werden. Diese gelten natürlich nur, wenn die Kraft als Streckenlast entlang des Balkens aufgebracht wird. Im Falle der Resonanzprüfmaschine erfolgt die Krafteinleitung an konzentrierten Punkten: in den häufigsten Fällen in Feldmitte, am Ende eines Kragträgers oder in den Drittelpunkten des Balkens. Daher ergibt sich eine andere statische Biegelinie. Für die näherungsweise Schätzung der ersten Eigenfrequenz ist die Anwendung der Modalform jedoch ausreichend. Die Gleichungen für die Eigenformen mit den zugehörigen Eigenwerten sind in Tab. 3.1 angegeben.

Die in Tab. 3.1 verwendeten Abkürzungen für A_n und B_n sind in Gln. (3.22a) und (3.22b)

Tabelle 3.1: Frequenzgleichungen und Eigenschwingungsbiegelinien für die vier Standard-Euler-Stäbe nach [Pet00].

Nr.	System	Frequenzgleichung	Eigenschwingungsbiegelinien
1	einseitig eingespannter Kragbalken	$\cosh(\lambda_n) \cdot \cos(\lambda_n) + 1 = 0$ $\lambda_n = (n - \frac{1}{2})\pi$	$w_n = \sin(\lambda_n \frac{x}{l}) - \sinh(\lambda_n \frac{x}{l}) + A_n(\cosh(\lambda_n \frac{x}{l}) - \cos(\lambda_n \frac{x}{l}))$
2	beidseitig gelenkig gelagerter Balken	$\sin(\lambda_n) = 0$ $\lambda_n = n\pi$	$w_n = \sin(\lambda_n \frac{x}{l})$
3	einseitig eingespannter bzw. gelenkig gelagerter Balken	$\tanh(\lambda_n) - \tan(\lambda_n) = 0$ $\lambda_n = (n + \frac{1}{4})\pi$	$w_n = \sin(\lambda_n \frac{x}{l}) - \sinh(\lambda_n \frac{x}{l}) + B_n(\cosh(\lambda_n \frac{x}{l}) - \cos(\lambda_n \frac{x}{l}))$
4	beidseitig eingespannter Balken	$\cosh(\lambda_n) \cos(\lambda_n) - 1 = 0$ $\lambda_n = (n + \frac{1}{2})\pi$	$w_n = \sin(\lambda_n \frac{x}{l}) - \sinh(\lambda_n \frac{x}{l}) + B_n(\cosh(\lambda_n \frac{x}{l}) - \cos(\lambda_n \frac{x}{l}))$

angegeben.

$$A_n = \frac{\sinh(\lambda_n) + \sin(\lambda_n)}{\cosh(\lambda_n) + \cos(\lambda_n)} \quad (3.22a)$$

$$B_n = \frac{\sinh(\lambda_n) - \sin(\lambda_n)}{\cosh(\lambda_n) - \cos(\lambda_n)} \quad (3.22b)$$

Für jede Art der Auflagerung bzw. Einspannung besitzt der Probekörper andere Eigenfrequenzen. Diese Eigenfrequenzen lassen sich bei konstantem Steifigkeitsverlauf und Massebelag mit den Gleichungen in Tab. 3.2 berechnen. Aus diesen Berechnungen wird deutlich, dass der einseitig eingespannte Kragträger und der beidseitig gelenkig gelagerte Balken die tiefsten ersten Eigenfrequenzen besitzen und daher als Ausgangssystem für die Lagersituation des Probekörpers meist am besten geeignet sind. Für die meisten Bauteilgeometrien ist die erste Eigenfrequenz sowohl im ungerissenen als auch im gerissenen Zustand bereits zu hoch für eine Realisierung der Resonanzanregung, vgl. [CA94]. Häufig muss über einen zusätzlichen Massebelag μ bzw. durch zusätzliche Einzelmassen m_z Einfluss auf die Eigenfrequenzen genommen werden. Außerdem besitzen die zwei erwähnten Auflagerkonfigurationen den größten Abstand zwischen der ersten und zweiten Bauteileigenfrequenz. Durch Anwendung des Rayleigh-Quotienten (3.23) können die Ersatzsteifigkeit und die

Tabelle 3.2: Eigenfrequenzen für Balken nach [Pet00].

Nr.	System	Eigenfrequenz	f_2/f_1
1	einseitig eingespannter Kragbalken	$f_n = \frac{\pi}{2}(n - \frac{1}{2})^2 \cdot \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}$	6,2727
2	beidseitig gelenkig gelagerter Balken	$f_n = \frac{\pi}{2}n^2 \cdot \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}$	4
3	einseitig eingespannter bzw. gelenkig gelagerter Balken	$f_n = \frac{\pi}{2}(n + \frac{1}{4})^2 \cdot \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}$	3,2415
4	beidseitig eingespannter Balken	$f_n = \frac{\pi}{2}(n + \frac{1}{2})^2 \cdot \frac{1}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\mu}}$	2,7565

Ersatzmasse des zugehörigen Einmassenschwingers berechnet werden.

$$\omega^2 = \frac{\int_0^l EI \cdot (w_n''(y))^2 dy}{\int_0^l \mu \cdot (w_n(y))^2 dy} = \frac{k^*}{m^*} \quad (3.23)$$

Wenn als Ansatzfunktion für die Biegelinie die n-te Eigenform $w_n(y) = \sin\left(\frac{n \cdot \pi}{l} \cdot y\right)$ für den beidseitig gelenkig gelagerten Balken verwendet wird, so lassen sich die Ersatzmasse und die Ersatzsteifigkeit mit Gln. (3.24) bzw. (3.25) näherungsweise bestimmen.

$$m^* = \int_0^l \mu \cdot \sin^2\left(\frac{n \cdot \pi}{l} \cdot y\right) dy = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot l \quad (3.24)$$

$$k^* = \int_0^l EI \cdot \left(\sin''\left(\frac{n \cdot \pi}{l} \cdot y\right)\right)^2 dy = \frac{n^4 \cdot \pi^4 \cdot EI}{2 \cdot l^3}. \quad (3.25)$$

Für andere Randbedingungen kann durch Wahl einer geeigneten Ansatzfunktion, die der Modalform näherungsweise entspricht, das Ersatzsystem bestimmt werden (vgl. Tab. 3.2).

3.3 Krafterzeugung von Unwuchtantrieben

Es gibt mehrere Möglichkeiten, ein schwingungsfähiges System periodisch zur Schwingung anzuregen. Mögliche Anregungsarten sind die Weganregung über die Aufhängepunkte der Feder oder des Dämpfers oder deren Kombination als Trägheitsanregung bzw. die Kraftanregung über eine an der Masse angreifende Kraft. Alle Anregungsarten lassen sich über die Formulierung der rechten Seite der Bewegungsgleichung (3.1) realisieren. Der bekannteste Fall der Kraftanregung ist die harmonische Anregung mit einer konstanten Kraftamplitude.

Bei einem Unwuchtantrieb rotiert ein Massepunkt m_u mit einer konstanten Exzentrizität e um eine Drehachse. Bei den Antrieben in praktischen Anwendungen wird die Masse auf beide Wellenenden des Rotors aufgeteilt, um ein Moment quer zur Rotorachse zu vermeiden. Die Radialbeschleunigung der Masse erzeugt eine ebenfalls radial gerichtete Kraft. Die Unwuchtmasse m_u ist dabei immer die Gesamtmasse der Unwucht pro Antrieb, die sich je nach Art des Antriebs aus mehreren Masselementen zusammensetzen kann. Die Zentrifugalkraft berechnet sich nach Gl. (3.26).

$$F_{zf} = m_u \cdot \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{e}) \quad (3.26)$$

Bei Unwuchtantrieben stehen die Drehachse von $\vec{\omega}$ und der Abstandsvektor \vec{e} senkrecht zueinander. Dies erlaubt es, skalare Größen wie in Gl. (3.27) zu verwenden.

$$F_{zf} = m_u e \cdot (\omega_{mech})^2 \quad (3.27)$$

Der Ausdruck $M_U = m_u e$ kann als Unwuchtmoment bezeichnet werden. Das in der Unwuchttechnik häufig angegebene Arbeitsmoment eines Unwuchtantriebs ist doppelt so

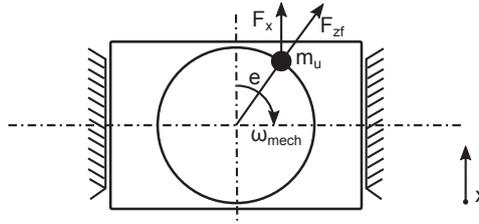


Abbildung 3.2: Unwuchtantrieb mit rotierender Punktmasse

groß wie das Unwuchtmoment M_U , auch wenn dies keine direkte physikalische Bedeutung hat. Der Grund für die Definition des Arbeitsmoments ist, dass sich bei Anregung weit oberhalb der Eigenfrequenz aus dem Quotienten von Arbeitsmoment und der Gesamtmasse des Schwingungssystems die Schwingbreite (doppelte Schwingamplitude) ergibt. Bewegungsgleichung (3.28) für einen fremderregten Einmassenschwinger bei Unwuchtanregung ergibt sich durch Einsetzen von $F(t) = F_{zf} \cdot \cos(\omega_{mech}t)$ in die rechte Seite von Gl. (3.2).

$$\ddot{x}(t) + 2D\omega_0 \cdot \dot{x}(t) + \omega_0^2 \cdot x(t) = F_{zf} \frac{\omega_0^2}{k} \cos(\omega_{mech}t) \quad (3.28)$$

Zur Bestimmung der partikulären Lösung dieser inhomogenen linearen Differentialgleichung wird wiederum eine Ansatzfunktion (3.29) gewählt.

$$x(t)_{part} = A \cos(\omega_{mech}t - \phi) \quad (3.29)$$

Durch Einsetzen dieses Ansatzes und dessen Ableitungen in die Differentialgleichung und unter Anwendung der trigonometrischen Additionstheoreme (Gln. (3.30) und (3.31)) ergibt sich Gl. (3.32).

$$\sin(x \pm y) = \sin(x) \cos(y) \pm \cos(x) \sin(y) \quad (3.30)$$

$$\cos(x \pm y) = \cos(x) \cos(y) \mp \sin(x) \sin(y) \quad (3.31)$$

$$\left(-\frac{F_{zf}\omega_0^2}{k} - A\omega_{mech}^2 \cos(\phi) + 2AD\omega_0\omega_{mech} \sin(\phi) + A\omega_0^2 \cos(\phi) \right) \cos(\omega_{mech}t) \\ + \left(-A\omega_{mech}^2 \sin(\phi) - 2AD\omega_0\omega_{mech} \cos(\phi) + A\omega_0^2 \sin(\phi) \right) \sin(\omega_{mech}t) = 0 \quad (3.32)$$

Für jeden beliebigen Zeitpunkt t kann diese Gleichung nur erfüllt sein, wenn beide Summanden jeweils verschwinden und damit auch die beiden Terme in den Klammern. Die beiden Terme werden gleich null gesetzt und es ergeben sich Gln. (3.33) und (3.34).

$$A = \frac{F_{zf}}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2}} \quad (3.33)$$

$$\tan(\phi) = \frac{2D \frac{\omega_{mech}}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2} \quad (3.34)$$

Die partikuläre Lösung der inhomogenen Differentialgleichung lautet dann:

$$x_{part}(t) = \frac{F_{zf}}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2}} \cos(\omega_{mech}t - \phi) \quad (3.35)$$

Die Gesamtlösung der inhomogenen Differentialgleichung ergibt sich aus der Summe der homogenen Lösung $x_{hom}(t)$ und der partikulären Lösung $x_{part}(t)$. Der homogene Anteil dieser vollständigen Lösung der Differentialgleichung beschreibt den Einschwingvorgang, der aufgrund der Dämpfung $D > 0$ nach endlicher Zeit abklingt, und der partikuläre Anteil die Bewegung, die durch die Unwuchtanregung ausgeführt wird.

$$x_{ges}(t) = e^{-\omega_0 D} (A \cos(\omega_D t) + B \sin(\omega_D t)) + \frac{F_{zf}}{k} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2}} \cos(\omega_{mech}t - \phi) \quad (3.36)$$

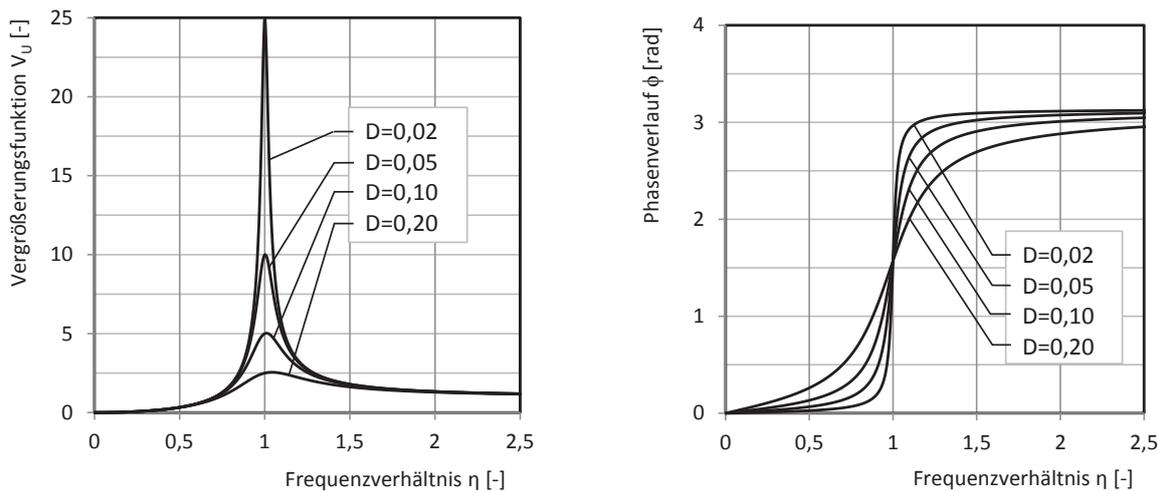
Nachdem der Einschwingvorgang abgeklungen ist, schwingt das System vollständig mit der Frequenz ω_{mech} der anregenden Unwuchtkraft. Aus der partikulären Lösung lässt sich Gl. (3.37) durch Einsetzen der Zentrifugalkraft (Gl. (3.27)) und Gl. (3.3) darstellen. Da die Unwuchtmassen mitschwingen, muss beachtet werden, dass die Masse m auch diese Massen mit einschließt.

$$x_{part}(t) = \frac{m_u e}{m} \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2}} \cos(\omega_{mech}t - \phi) \quad (3.37)$$

Der in Gl. (3.27) enthaltene Term V_U wird als Vergrößerungsfunktion bei Unwuchtanregung bezeichnet und ist vom Verhältnis der Erregerkreisfrequenz zur Eigenkreisfrequenz abhängig, welches auch als Abstimmungsverhältnis $\eta = \frac{\omega_{mech}}{\omega_0}$ bezeichnet wird.

$$V_U\left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right) = \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2 \cdot \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2}} \quad (3.38)$$

Der Verlauf der Vergrößerungsfunktion V_U für unterschiedliche Dämpfungen ist in Abb. 3.3 dargestellt und unterscheidet sich wesentlich von der bekannten Vergrößerungsfunktion bei Kraftanregung. Es muss angemerkt werden, dass die Vergrößerungsfunktion bei Kraftanregung auf die stationäre Auslenkung bezogen ist und die Vergrößerungsfunktion bei Unwuchtanregung auf den Ausdruck $\frac{m_u e}{m}$. Bei Stillstand der Unwuchtanregung ($\omega_{mech} = 0$) ergibt sich wegen der fehlenden Fliehkraft keine Auslenkung. Bei einer Anregung mit der ungedämpften Eigenfrequenz ($\omega_{mech} = \omega_0$) haben beide Vergrößerungsfunktionen den gleichen Wert, $V_U(1) = \frac{1}{2D}$. Durch den Einfluss der Dämpfung entspricht das



(a) Verlauf der Vergrößerungsfunktion bei Unwuchtanregung in Abhängigkeit vom Abstimmungsverhältnis η

(b) Verlauf des Phasenwinkels zwischen Anregung und Systemantwort (bei Unwuchtanregung)

Abbildung 3.3: Amplituden- und Phasenverlauf bei Unwuchtanregung

Frequenzverhältnis $\eta = 1$ jedoch nicht dem Maximum der Vergrößerungsfunktion. Das Maximum der Vergrößerungsfunktion tritt, falls es existiert, bei Kraftanregung unterhalb der ungedämpften Eigenfrequenz und bei Unwuchtanregung oberhalb der ungedämpften Eigenfrequenz auf. Diese Frequenz wird als Resonanzfrequenz bezeichnet und berechnet sich bei Unwuchtanregung mit Gl. (3.39).

$$\omega_R = \frac{1}{\sqrt{1 - 2D^2}} \cdot \omega_0 \quad \text{für } D^2 < 0,5 \quad (3.39)$$

Die gedämpfte Eigenfrequenz liegt stets unterhalb der ungedämpften Eigenfrequenz und im Falle der Unwuchtanregung mit Dämpfung gilt Ungleichung (3.40).

$$\omega_D < \omega_0 < \omega_R \quad (3.40)$$

Damit ist es theoretisch möglich, ein Bauteil mit der ungedämpften Eigenfrequenz ω_0 anzuregen, ohne dabei die Resonanzfrequenz zu überschreiten, auch wenn der Abstand zwischen diesen beiden Frequenzen bei kleinen Dämpfungen äußerst gering ist. Dies ist von Vorteil, da das Einschwingverhalten bei Anregung mit der ungedämpften Eigenfrequenz besonders günstig ist. Trotz immer weiter zunehmender Zentrifugalkraft konvergiert die Vergrößerungsfunktion oberhalb der Resonanzfrequenz für große Anregungsfrequenzen gegen den Wert 1 und damit die Auslenkungen gegen den Wert $\frac{m_u c}{m}$.

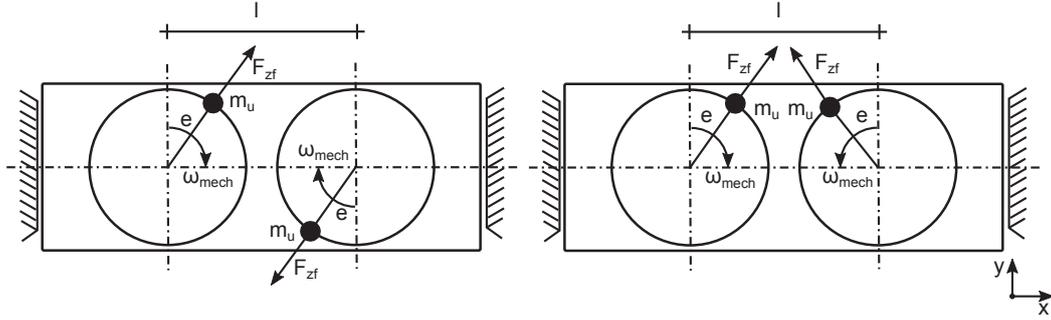


Abbildung 3.4: Zwei biegesteif gekoppelte Unwuchtantriebe erzeugen Kräfte und Momente in Abhängigkeit von der Drehrichtung und dem Winkelversatz

3.4 Erzeugung einer gerichteten Unwuchtkraft

Mehrere Unwuchtantriebe können über eine gemeinsame, biegesteife Unterlage in einer Ebene gekoppelt werden, wobei ihre Rotorachsen parallel in einer Ebene liegen. Bei nahezu gleicher Rotationsgeschwindigkeit der Unwuchten aller Antriebe kann in Anhängigkeit von den jeweiligen Rotorlagen eine gerichtete periodische Kraft, ein periodisches Moment oder eine Kombination aus beiden erzeugt werden. Es ist zu unterscheiden, ob beide Antriebe in entgegengesetzte Drehrichtung ($\odot\odot$) oder in die gleiche Drehrichtung ($\circ\circ$) rotieren. Bei entgegengesetzter Rotation kann eine rein vertikale bzw. horizontale periodische Kraft erzeugt werden (s. Abb. 3.4). Jedoch ist die Erzeugung einer Kraft in eine beliebig andere Richtung immer mit der Erzeugung eines Schwingmoments verbunden, vgl. [Sch14a]. Der Hebelarm dieses Moments ist $l/2$, der Abstand der Rotorachsen der beiden Unwuchtantriebe zum Drehpunkt. Das erzeugte Schwingmoment M_S beider Unwuchtantriebe berechnet sich für den Fall der gleichen Drehrichtung mit Gl. (3.41).

$$M_{S\odot\odot} = m_u \cdot e \cdot \omega_{mech}^2 \cdot l \cdot \sin\left(\omega_{mech}t + \frac{\Delta\varphi}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right) \quad (3.41)$$

Bei entgegengesetzter Drehrichtung der Unwuchtantriebe wird ein Schwingmoment entsprechend Gl. (3.42) erzeugt.

$$M_{S\circ\circ} = m_u \cdot e \cdot \omega_{mech}^2 \cdot l \cdot \cos\left(\omega_{mech}t + \frac{\Delta\varphi}{2}\right) \cdot \sin\left(-\frac{\Delta\varphi}{2}\right) \quad (3.42)$$

Die Abschätzung des maximal auftretenden Schwingmoments über die Zeit kann in Abhängigkeit vom Winkelversatz mit Gl. (3.43) erfolgen. Für die entgegengesetzte Drehrichtung beider Antriebe Fall gilt:

$$\max(M_{S\circ\circ}) = m_u \cdot e \cdot \omega_{mech}^2 \cdot l \cdot \sin\left(-\frac{\Delta\varphi}{2}\right) \quad (3.43)$$

Ausschließlich bei entgegengesetzter Drehrichtung wird eine harmonische Kraft erzeugt, wenn kein Winkelversatz existiert, also $\Delta\varphi = 0$ ist. Die erzeugte Unwuchtkraft beider

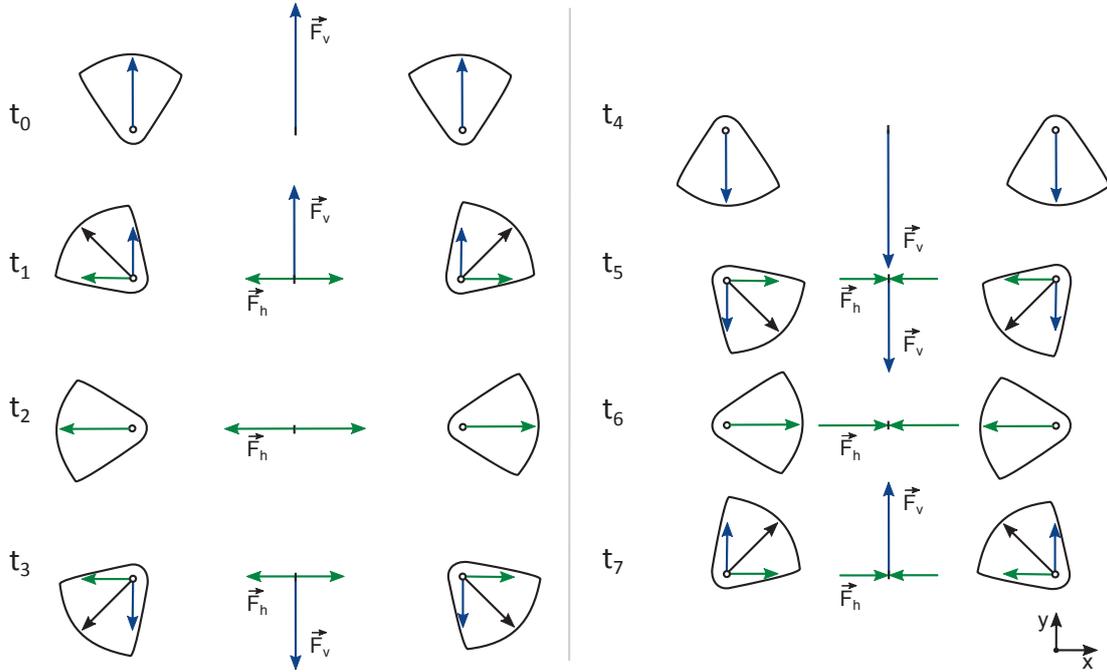


Abbildung 3.5: Gegenseitige Aufhebung der horizontalen Kraftkomponenten bei versatzfreier Rotation mit $\Delta\varphi = 0^\circ$

Antriebe kann mittels Gl. (3.44) berechnet werden.

$$F_u = 2 \cdot m_u \cdot e \cdot \omega_{mech}^2 \cdot \cos(\omega_{mech}t) \quad (3.44)$$

Wenn die Fliehkraftvektoren in Horizontal- und Vertikalkomponenten zerlegt werden, lässt sich in der Superposition der Vektoren erkennen, dass sich, wenn die Unwuchten ohne Versatz rotieren, eine der Komponenten aufhebt (vgl. Abb. 3.5). Durch Änderung des Winkelversatzes bzw. Winkeldifferenz $\Delta\varphi$ zwischen den beiden Unwuchtantrieben lässt sich eine Unwuchtkraft in eine beliebige Richtung erzeugen. Zur mathematischen Beschreibung wird das Koordinatensystem gemäß Abb. 3.6 mit einem mathematisch positiven Drehrichtungssinn definiert. Die Berechnung der resultierenden Unwuchtkraft beider Unwuchtantriebe kann mittels vektorieller Addition der Einzelkräfte erfolgen:

$$\vec{F}_1 = \begin{pmatrix} m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \cos(\omega_{mech}t) \\ m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \sin(\omega_{mech}t) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.45)$$

$$\vec{F}_2 = \begin{pmatrix} -m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \cos(-(\omega_{mech}t + \Delta\varphi)) \\ -m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \sin(-(\omega_{mech}t + \Delta\varphi)) \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.46)$$

Der resultierende Kraftvektor $\vec{F}_u = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$ hat einen Betrag von

$$|\vec{F}_u| = m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \sqrt{2(1 - \cos(2 \cdot \omega_{mech}t + \Delta\varphi))}. \quad (3.47)$$

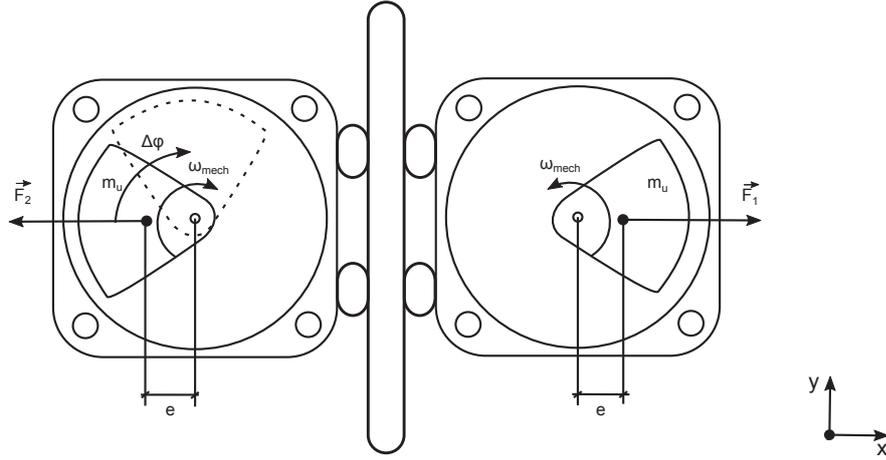


Abbildung 3.6: Fliehkraftvektoren und Phasenversatz von zwei Unwuchtantrieben

Da es sich um Kräfte in einer Ebene handelt, lässt sich diese Ebene auch als komplexe Zahlenebene auffassen. Die x-Achse entspricht dabei der reellen Achse und die y-Achse der imaginären Achse. In der komplexen Zahlenebene kann der Phasenwinkel des Kraftvektors mit Gl. (3.48) berechnet werden. Dieser Phasenwinkel entspricht der Wirkrichtung der Unwuchtkraft.

$$\arg(\vec{F}_u) = \arctan\left(\left|\cot\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right)\right|\right) \quad (3.48)$$

Die resultierende Kraft lässt sich so in Polarform angeben:

$$\vec{F}_u = m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \sqrt{2(1 - \cos(2 \cdot \omega_{mech} t + \Delta\varphi))} \cdot \exp^{i \arctan(|\cot(\frac{\Delta\varphi}{2})|)} \quad (3.49)$$

Unter Nutzung der eulerschen Relation lässt sich nun der Imaginärteil berechnen, welcher dem vertikalen Kraftanteil an der resultierenden Unwuchtkraft entspricht:

$$F_v = \Im(\vec{F}_u) = m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \sqrt{2(1 - \cos(2 \cdot \omega_{mech} t + \Delta\varphi))} \cdot \sin\left(\arctan\left(\left|\cot\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right)\right|\right)\right) \quad (3.50)$$

$$F_v = \Im(\vec{F}_u) = m_u e \omega_{mech}^2 \cdot \sqrt{2(1 - \cos(2 \cdot \omega_{mech} t + \Delta\varphi))} \cdot \left|\cos\left(\frac{\Delta\varphi}{2}\right)\right| \quad (3.51)$$

Die entstehende horizontale Kraft wird durch die Auflager bzw. durch eine zusätzliche horizontale Halterung aufgenommen. Das Bauteil erfährt so nur eine Anregung in vertikaler Richtung. Dabei muss nur der durch den Unwuchantrieb erzeugte Kraftanteil ohne Wirkung der Vergrößerungsfunktion durch die Auflager aufgenommen werden, da eine Kraftüberhöhung nur in Schwingungsrichtung der betreffenden Eigenfrequenz bzw. Eigenform erfolgt. Bei der Auslegung des Versuchsstand muss dafür jedoch untersucht werden, welche horizontale Eigenfrequenz das Bauteil einschließlich der Auflager besitzt, damit

sichergestellt ist, dass die erste Eigenfrequenz senkrecht zur Schwingungsrichtung entweder höher oder stärker gedämpft ist als die geplante Prüffrequenz. Bei ungedämpften Systemen mit mehreren Freiheitsgraden lässt sich die Unabhängigkeit der einzelnen Eigenformen anhand der Orthogonalität der Eigenvektoren Φ des in Gl. (3.52) dargestellten Eigenwertproblems mit der Massenmatrix \mathbf{M} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} erklären, vgl. [HF01]. Es besteht damit die Möglichkeit, Einfluss auf die horizontale Eigenfrequenz zu nehmen, ohne die vertikale Eigenfrequenz zu verändern.

$$(\mathbf{K} - \omega_0^2 \mathbf{M})\Phi = \mathbf{0} \quad (3.52)$$

Durch gezieltes Verstellen des Winkelversatzes zwischen den beiden Unwuchtantrieben ist es möglich, die anregende Kraft zu variieren. Der Winkelversatz ist damit neben der Drehzahl eine alternative Stellgröße zur Beeinflussung der Schwingungsamplitude des Bauteils. Während die Drehzahl jedoch nur relativ langsam mit einer großen Zeitkonstante geändert werden kann, besitzt die Änderung des Winkelversatzes nur eine geringe Zeitkonstante und kann schnell erfolgen.

3.5 Interaktion zwischen Schwingungssystem und Unwuchtantrieb

Um das Schwingungssystem mit ausreichender Genauigkeit beschreiben zu können, muss die Interaktion zwischen dem Unwuchtantrieb und dem als Einmassenschwinger modellierten System betrachtet werden. Nur bei einem idealen Antrieb, der in der Lage ist, die Drehzahl stets konstant zu halten, wäre eine rein harmonische Anregung möglich. Der Antrieb müsste dazu in der Lage sein, das auftretende schwingende Lastmoment komplett auszugleichen. Ein zusätzliches Moment resultiert aus der Erdanziehungskraft, die bei der Aufwärtsbewegung der Unwuchtmasse zu einem zusätzlichen Lastmoment und bei deren Abwärtsbewegung zu einem zusätzlichen Antriebsmoment führt. Das zweite Moment resultiert aus der Schwingbewegung des Probekörpers selbst, der durch seine Bewegung auch die Unwuchtmassen immer mit beschleunigen bzw. abbremsen muss. Die Lagerreibung der Kugellager an den beiden Wellenenden der Rotorachse erzeugt zusätzlich ein Lastmoment in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit ω_{mech} . Die Summe dieser Momente stellt das Lastmoment des Unwuchtantriebs T_L dar. Wenn die Antriebsmaschine mit dem elektromagnetischen Moment T_E den Unwuchtantrieb beschleunigt, wirkt dieser Winkelgeschwindigkeitsänderung immer das Trägheitsmoment J entgegen und bewirkt das Moment T_J . Das Trägheitsmoment eines Unwuchtantriebs setzt sich aus drei Anteilen zusammen: dem Trägheitsmoment des rotierenden Antriebsrotors mit Welle J_R , dem Trägheitsmoment $J_u^{(S)}$ der Unwuchtmasse bei Rotation um deren Massenmittelpunkt und

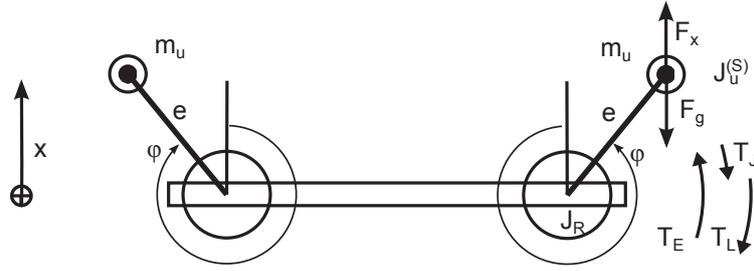


Abbildung 3.7: Darstellung der an der Antriebswelle angreifenden Kräfte und Momente

einem steinerschen Anteil, da die Unwuchtmasse exzentrisch mit Abstand e um die Achse des Massenmittelpunkts rotiert:

$$T_J = (J_R + J_u^{(S)} + m_u e^2) \ddot{\varphi}(t) \quad (3.53)$$

Das resultierende Antriebsmoment T_a des Unwuchtantriebs ergibt sich aus der Differenz aus dem elektromagnetischen Moment T_E und dem Lastmoment T_L einschließlich des Moments T_J . Damit der Antrieb eine konstante Drehgeschwindigkeit beibehält, muss $T_a = 0$ sein.

$$T_a = T_E - T_J - T_L \quad (3.54)$$

Das Lastmoment T_L resultiert aus den Kräften, die auf die Unwuchtscheiben wirken, wenn der Unwuchtantrieb durch die Bauteilschwingung beschleunigt wird: der Schwerkraft und der Trägheitskraft der Unwuchtmasse, sowie der Lagerreibung mit dem Reibungskoeffizient μ_l .

$$T_L = m_u e (\ddot{x}(t) - g) \sin \varphi(t) + \mu_l \dot{\varphi}(t) \quad (3.55)$$

Die Interaktion zwischen zwei Unwuchtantrieben, deren Rotorwinkel φ_1 und φ_2 nicht zwangssynchronisiert sind, und dem Bauteil wird durch ein gekoppeltes, nichtlineares Differentialgleichungssystem beschrieben (Gl. (3.56)).

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) + 2D\omega_0 \cdot \dot{x}(t) + \omega_0^2 \cdot x(t) &= \frac{\omega_0^2}{k} m_u e \left[\dot{\varphi}_1^2(t) \cdot \cos \varphi_1(t) + \dot{\varphi}_2^2(t) \cdot \cos \varphi_2(t) \right] \\ (J_R + J_u^{(S)} + m_u e^2) \ddot{\varphi}_1(t) &= T_{E1} - m_u e (\ddot{x}(t) - g) \sin \varphi_1(t) - \mu_l \dot{\varphi}_1(t) \\ (J_R + J_u^{(S)} + m_u e^2) \ddot{\varphi}_2(t) &= T_{E2} - m_u e (\ddot{x}(t) - g) \sin \varphi_2(t) - \mu_l \dot{\varphi}_2(t) \end{aligned} \quad (3.56)$$

Dieses Differentialgleichungssystem kann unter Festlegung von Anfangsbedingungen numerisch gelöst werden.

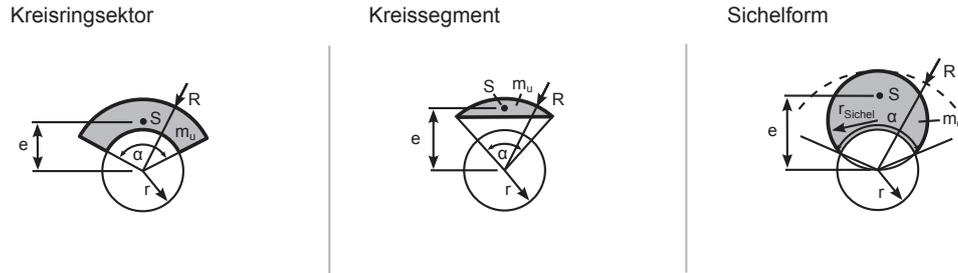


Abbildung 3.8: Konturenformen von Unwuchtmassen bei Verwendung als Schwingungsantrieb, nach [DF14]

3.6 Auslegung der Unwuchtmassen

Um einen Resonanzversuch durchführen zu können, muss die notwendige Fliehkraft bzw. Unwucht abgeschätzt werden. Mit verschiedenen Konturformen der Unwuchtscheiben können unterschiedliche Entwurfsziele erreicht werden. Das Entwurfsziel bei der Wahl der Unwuchtscheibe ist es, eine bestimmte Fliehkraft zu realisieren. Diese Fliehkraft muss für alle Betriebszustände ausreichend groß sein, da Veränderungen am Bauteil (z. B. Rissbildung) einen großen Einfluss auf die Eigenfrequenz und die Systemdämpfung haben können. Ziel ist es, entweder eine möglichst geringe Unwuchtmasse oder ein möglichst geringes Massenträgheitsmoment zu erreichen. Die drei üblichen Unwuchtkonturformen sind gemäß [DF14] der Kreisringsektor, das Kreissegment und die Sichelform (vgl. Abb. 3.8). Bei der Auslegung nach einer möglichst geringen Unwuchtmasse ist das Kreissegment zu verwenden, da sich hier der Großteil der Masse in größtmöglicher Entfernung zur Rotationsachse konzentriert. Bei Auslegung nach minimalem Massenträgheitsmoment ist die Sichelform am günstigsten. Durch ein geringes Massenträgheitsmoment ist das beim Anfahren und Bremsen auf die Welle einwirkende Moment ebenfalls gering. Mit Hilfe der folgenden Gleichungen nach [DF14] können die optimalen Konturen bestimmt werden. Die notwendigen Größen sind dabei die geschätzte benötigte Unwucht $m_u e$, die Dichte des Unwuchtmaterials ρ und die maximal realisierbare Dicke der Unwuchtscheibe d_0 . Die geometrischen Rahmenbedingungen werden meist durch die Einbausituation des Antriebs bestimmt. Der Öffnungswinkel des Kreisringsektors lässt sich mit den geometrischen Größen und der notwendigen Unwucht ein Öffnungswinkel errechnen:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{3 \cdot (m_u e)}{2d_0 \rho (R^3 - r^3)} \quad (3.57)$$

Aus dieser Geometrie ergibt sich die Masse der Unwucht m_u :

$$m_u = \frac{1}{2} \rho d_0 \alpha (R^2 - r^2) \quad (3.58)$$

Das Massenträgheitsmoment lässt sich auch mit diesen Größen in Abhängigkeit vom Öffnungswinkel berechnen:

$$J_u = \frac{1}{4} \rho d_0 \alpha (R^4 - r^4) \quad (3.59)$$

Der Kreisringsektor ist die am häufigsten realisierte Unwuchtkontur. Häufig besteht die Unwuchtmasse aus zwei übereinander liegenden Halbkreisscheiben, die im Kreismittelpunkt mit der Achse verbunden sind. Diese Halbkreisscheiben lassen sich gegeneinander verdrehen, um die Exzentrizität und damit die Unwuchtkraft bei gleicher Drehgeschwindigkeit beeinflussen zu können. Auf die Massenträgheit hat der Verdrehwinkel γ_u keinen Einfluss. Wenn beide Scheiben übereinander liegen und einen Halbkreis bilden, dann besitzen sie das gleiche Massenträgheitsmoment wie der Vollkreis. Dies gilt für jede Winkelstellung.

$$J_{Vollkreisscheibe} = \frac{1}{2} m_u R^2 \quad (3.60)$$

$$J_{Halbkreisscheibe} = m_u R^2 \left(\frac{1}{2} - \frac{16}{9\pi^2} \right) + m_u \left(\frac{4R}{3\pi} \right)^2 = \frac{1}{2} m_u R^2 \quad (3.61)$$

Die Ursache dafür liegt darin, dass sich die Verschiebung des Massenmittelpunkts aus der Drehachse heraus in radialer Richtung und der daraus resultierende steinersche Anteil genau kompensieren, wenn die Unwuchtmasse m_u konstant bleibt und beide Scheiben als dünn gegenüber dem Radius R betrachtet werden.

Für die Auslegung einer Unwucht in Form eines Kreissegments können die Parameter mit der folgenden Gleichung bestimmt werden:

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{R} \sqrt[3]{\frac{3(m_u e)}{2d_0 \rho}} \quad (3.62)$$

Die Unwuchtmasse m_u berechnet sich dann aus

$$m_u = \frac{1}{2} \rho d_0 R^2 (\alpha - \sin(\alpha)). \quad (3.63)$$

In diesem Fall gilt für das Trägheitsmoment der Unwuchtmasse bei Rotation um den Kreismittelpunkt folgende Beziehung:

$$J_u = \frac{1}{2} \rho d_0 R^4 \left(\frac{\alpha}{2} - \frac{1}{12} (4 \cdot \sin(\alpha) + \sin(2\alpha)) \right) \quad (3.64)$$

Für die Sichelform kann der Öffnungswinkel durch Lösen von Gl. (3.65) nach α bestimmt werden.

$$\frac{m_u e}{d_0 \rho r^3} = \frac{6\alpha + 8 \sin(\alpha) + \sin(2\alpha)}{48 \cos^3\left(\frac{\alpha}{2}\right)} - \frac{2}{3} \sin \frac{\alpha}{2}, \quad 0 < \alpha < \pi \quad (3.65)$$

Dabei stehen der Außen- und Innenradius sowie der Radius der Sichelscheibe r_{Sichel} in folgendem Verhältnis:

$$R = 2r_{Sichel} = \frac{r}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (3.66)$$

Die Masse m_u der Unwuchtscheibe in Sichelform berechnet sich mit Gl. (3.67).

$$m_u = \varrho d_0 \left(\frac{1}{4} R^2 (\alpha + \sin \alpha) - \frac{r^4 \alpha}{2} \right) \quad (3.67)$$

Das Massenträgheitsmoment dieser Unwuchtform, welches im Vergleich zu den Unwuchtformen des Kreissegments und des Kreisabschnitts bei konstanter Unwucht am geringsten ist, ergibt sich aus Gl. (3.68).

$$J_u = \frac{1}{2} \varrho d_0 \left(\frac{1}{16} R^4 \left(3\alpha + 4 \sin(\alpha) + \frac{1}{2} \sin(2\alpha) \right) - \frac{r^4 \alpha}{2} \right) \quad (3.68)$$

3.7 Berücksichtigung der Federmassen

Bei einem Einmassenschwinger wird die Masse der Feder in der Regel nicht berücksichtigt. Im Fall eines Resonanzversuchsstands werden jedoch Federn zur Aufbringung einer zusätzlichen Grundlast verwendet. Da die Masse, aber auch die Anzahl der Federn nicht unerheblich für das dynamische Verhalten des Ersatzsystems des Einmassenschwingers ist, soll abgeschätzt werden, welchen Einfluss diese Federmassen auf die Eigenfrequenz des Systems haben und welche äquivalente Masse berücksichtigt werden muss. Die Feder- m_f kann nur vernachlässigt werden, wenn diese gegenüber der schwingungsfähigen Masse m als klein angesehen werden kann ($m_f \ll m$).

Zur Abschätzung soll das Hamiltonsche Prinzip für die Herleitung der Bewegungsgleichung ohne Dämpfung verwendet werden. Dazu wird die Euler-Lagrange-Gleichung (Gl. (3.69)) angewendet.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} = \frac{\partial L}{\partial x} \quad (3.69)$$

Als Lagrange-Funktion wird die Differenz der potentiellen und kinetischen Energie betrachtet. Dabei ist $E_{pot}(t, x(t), \dot{x}(t))$ die potentielle Energie und $E_{kin}(t, x(t), \dot{x}(t))$ die kinetische Energie des Schwingungssystems:

$$L(t, x(t), \dot{x}(t)) = E_{kin}(t, x(t), \dot{x}(t)) - E_{pot}(t, x(t), \dot{x}(t)) \quad (3.70)$$

Da die Koordinate $x(t)$ die Auslenkung der Masse m am Federendpunkt beschreibt, ist es notwendig, die Auslenkung jedes differenziellen Federmasselements dm_f durch die Auslenkung $u(\zeta, t)$ in der Koordinate ζ zu beschreiben. Entsprechend des Steifigkeitsverlaufs der Feder kann ein Verschiebungsansatz gewählt werden, der von der betrachteten Stelle und der Zeit abhängig ist. Als Näherung kann der Produktansatz für $u(\zeta, t)$ verwendet werden (Gl. (3.71)), wobei $v(\zeta)$ nur noch von der Ausgangsposition auf der Feder abhängig ist.

$$u(\zeta, t) = x(t)v(\zeta) \quad (3.71)$$

$$\frac{du}{dt} = \dot{x}(t)v(\zeta) \quad (3.72)$$

Die kinetische Energie E_{kin} setzt sich aus der kinetischen Energie des Einmassenschwingers mit der Masse m und der kinetischen Energie der Federn mit den Massenelementen dm_f zusammen:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \left(m\dot{x}^2 + \int_{dm_f} \dot{u}^2 dm_f \right) \quad (3.73)$$

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \dot{x}^2 \left(m + \int_{dm_f} \dot{v}(\zeta)^2 dm_f \right) \quad (3.74)$$

Die potentielle Energie setzt sich aus der Auslenkung der Federn und der potentiellen Lageenergie der Masse m zusammen:

$$E_{pot} = \frac{1}{2} k_f x^2 - mgx \quad (3.75)$$

Unter Anwendung des Hamiltonschen Prinzips ergibt sich Gl. (3.76) als Bewegungsgleichung.

$$\left(m + \int_{dm_f} \dot{v}(\zeta)^2 dm_f \right) \ddot{x}(t) + k_f x(t) - mg = 0 \quad (3.76)$$

Die zusätzliche träge Masse der Federn lässt sich durch Lösen des Integrals in Gl. (3.76) bestimmen. Sind die Massebelegung der Feder und die Steifigkeit in Längsrichtung konstant, kann näherungsweise von einem linearen Verlauf der Verschiebung $v(\zeta)$ über die Federlänge l_f ausgegangen werden:

$$v(\zeta) = \frac{\zeta}{l_f} \quad (3.77)$$

$$u(t, \zeta) = x(t) \frac{\zeta}{l_f} \quad (3.78)$$

Durch Einsetzen in Gl. (3.76) lässt sich das Integral lösen:

$$\frac{m_f}{l_f} = \frac{dm_f}{d\zeta} \quad (3.79)$$

$$dm_f = \frac{m_f}{l_f} d\zeta \quad (3.80)$$

Die Lösung ergibt sich aus Gl. (3.81).

$$\int_{dm_f} \dot{v}(\zeta)^2 dm_f = \int_{\zeta=0}^{l_f} \frac{m_f}{l_f} \frac{1}{l_f^2} \zeta^2 d\zeta = \frac{m_f}{l_f^3} \int_{\zeta=0}^{l_f} \zeta^2 d\zeta = \frac{1}{3} m_f \quad (3.81)$$

Ein Drittel der Federmasse muss als mitschwingende träge Masse berücksichtigt werden. Die Eigenfrequenz des Schwingungssystems wird durch die Ankopplung der Federn zur Aufbringung einer Grundlast verringert und es gilt Ungleichung (3.82).

$$\omega_{0f} = \sqrt{\frac{k}{m + \frac{1}{3}m_f}} < \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.82)$$

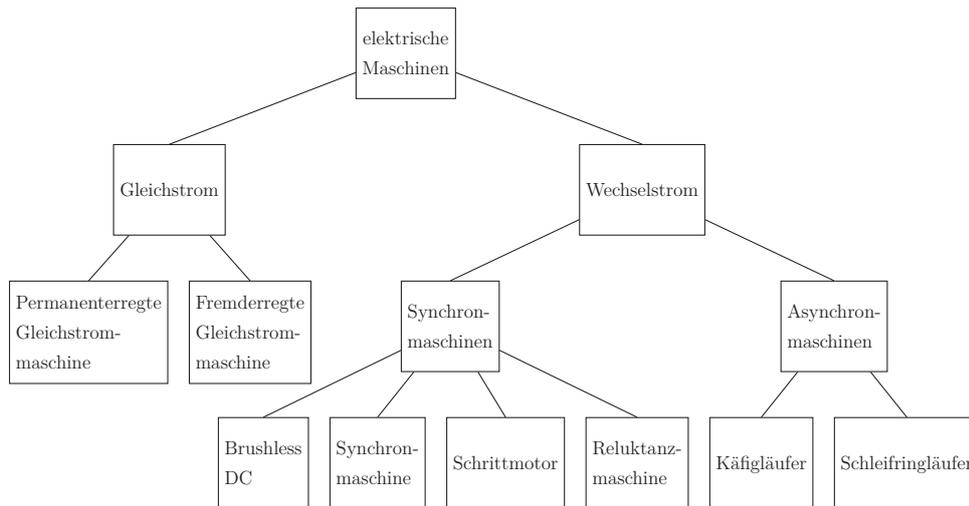


Abbildung 3.9: Klassifikation von elektrischen Antrieben

3.8 Antriebsmaschinen

Es gibt eine Vielzahl von unterschiedlichen Antriebsarten, die zur Erzeugung gerichteter Schwingung eingesetzt werden. Die unterschiedlichen Bauweisen von elektrischen Maschinen weisen jeweils spezifische Charakteristika bezüglich Betrieb, Wartung und Kosten auf. Wie in Abb. 3.9 dargestellt, lassen sich elektrische Antriebe nach der Art der Stromversorgung unterscheiden. Bei Gleichstrommaschinen erfolgt die Versorgung mit einer Gleichspannung, die in der Maschine durch den Kommutator (Polwender) abwechselnd an die Rotorspulen angelegt wird. Durch den Kommutator wird so die Stromrichtung in den Rotorspulen umgekehrt und damit das Magnetfeld gedreht. Diese Maschinen wurden bis zur Entwicklung von Leistungshalbleitern und Mikrocontrollern wegen ihrer guten Anlaufcharakteristik und Regelbarkeit sehr häufig eingesetzt, gegenwärtig jedoch nur noch im Bereich hochdynamischer Antriebssysteme. Die Entwicklung von Stromrichtern, wie z. B. Frequenzumrichtern, erlaubt die Realisierung von drehzahlveränderlichen Antrieben mit einer hohen Dynamik, die mit Wechselstrom, z. B. Dreiphasenwechselstrom, versorgt werden. Diese Art der Antriebe lässt sich anhand der Drehcharakteristik des Rotors in zwei Gruppen unterteilen. Bewegt sich der Rotor mit der gleichen Drehgeschwindigkeit wie das im Stator umlaufende Magnetfeld, handelt es sich um Synchronmaschinen (SM). Bei Asynchronmaschinen (ASM) hat der Rotor gegenüber dem Statorfeld eine vom Lastmoment abhängige Drehzahldifferenz und rotiert im motorischen Betrieb stets langsamer. Im Bereich der Vibrationstechnik sind die meisten Unwuchtmotoren als ASM ausgelegt. Gleichstrommaschinen werden seltener als Antrieb verwendet und Synchronmaschinen nur in Einzelfällen. Neben der Gleichstrommaschine ist die Asynchronmaschine wegen ihres robusten Aufbaus eines der wichtigsten Antriebssysteme geworden. Gleichstrommaschinen haben durch den Verschleiß am Kommutator, mit dem über Bürsten die Spannungsversorgung realisiert wird, einen höheren Wartungsaufwand. Synchron- und Asynchronmaschi-

nen unterscheiden sich in ihrem Aufbau nur durch den Rotor. Der Stator ist bei beiden Maschinentypen prinzipiell gleich. Die Herstellungskosten für einen Rotor der Synchronmaschine sind höher, da entweder teurere Dauermagnetmaterialien oder Wicklungen mit Schleifringen notwendig sind. Reine Synchronmaschinen können ohne Einsatz eines Frequenzumrichters nicht selbstständig anlaufen. Diese Betriebsweise wird als „Betrieb am starren Netz“ bezeichnet. Dies stellt einen Nachteil dar gegenüber den Asynchronmaschinen, die direkt am Drehstromnetz betrieben werden können. Der Anlauf erfolgt dabei mit einem reduzierten Drehmoment.

Den Forderungen nach kostengünstigen, robusten und einfach zu betreibenden Maschinentypen für Unwuchtanwendungen wird durch die Industrie Rechnung getragen (vgl. Tab. 3.3), indem das größte Angebot im Bereich der Asynchronmaschinen zu finden ist.

Tabelle 3.3: Anzahl der verfügbaren Typen von Unwuchtantrieben von verschiedenen Herstellern, klassifiziert nach Art der Maschine. Stand: Mai 2015

Hersteller	Asynchron- maschinen	Synchron- maschinen	Gleichstrom- maschinen
AViTEQ GmbH	98	0	0
BRECON GmbH	148	7	6
JÖST GmbH	294	0	0
Knauer Engineering GmbH	88	0	0
Netter GmbH	229	0	8
OLI GmbH	105	0	4
O.M.B. srl	118	0	5
Webac GmbH	118	0	0
Würges GmbH	159	0	2

Die verfügbaren Gleichstrommaschinen sind für den mobilen Einsatz in Fahrzeugen (z. B. Fahrmischern) konzipiert, da hier ein Gleichstromnetz mit 12 V oder 24 V Bordspannung vorhanden ist. Nur ein einziger Hersteller produziert in einem sehr begrenzten Rahmen Unwuchtantriebe als Synchronmaschinen. Neben ihrer Verfügbarkeit gibt es weitere Gründe, warum die Asynchronmaschine für die Realisierung des Versuchsstands ausgewählt wurde. Dominante Gesichtspunkte sind die Kosten für Beschaffung und eventuellen Austausch bzw. Instandsetzung infolge der hohen Lastwechselbeanspruchungen. Durch die größere Auswahl an Maschinen dieser Art kann sichergestellt werden, dass eine Vielzahl von Kombinationen aus Erregerfrequenz und Erregerkraft durch Austausch des Antriebs realisiert werden kann. Aus diesem Grund wird nun näher auf die Asynchronmaschine eingegangen. Aufgrund ihrer Funktionsweise wird die Asynchronmaschine auch als Induktionsmaschine bezeichnet. Ein im Stator erzeugtes umlaufendes Magnetfeld induziert im Rotor eine

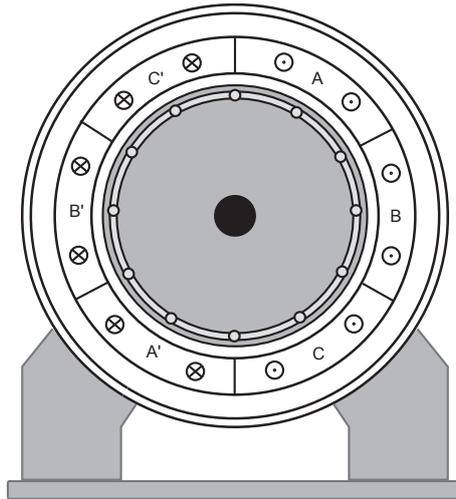


Abbildung 3.10: Schnitt einer Asynchronmaschine mit einer Polpaarzahl $p=1$ und einem dreisträngigen Netz

Spannung. Es handelt sich bei dem Rotor im Prinzip um eine Spule innerhalb eines zeitlich veränderlichen Magnetfelds. Die Rotorspulen sind in der Regel kurzgeschlossen, so dass der induzierte Stromfluss in den Rotorwicklungen ein drehmomenterzeugendes Magnetfeld in Wechselwirkung mit dem Stator magnetfeld erzeugt. Der Stator besteht aus geblechtem Stahl. Ziel des Aufbaus aus einzelnen, elektrisch isolierten Blechen ist die Verringerung von Wirbelstromverlusten. An der Innenseite des Stators sind Nuten eingearbeitet, in denen die Leiterschleifen der Drehfeldwicklung eingelegt sind. Die Anzahl der Nuten und die Ausführung der Wicklung hängen von der Strangzahl m_1 der Maschine und der zu realisierenden Polpaarzahl p ab. Wie auch das öffentliche Drehstromnetz stellen die meisten Frequenzumrichter ein dreisträngiges Netz auf der Maschinenseite zur Verfügung. Daher sind die meisten Maschinen auch darauf ausgelegt und haben eine Strangzahl $m_1 = 3$. Die Polpaarzahl p legt fest, wie oft sich die Wicklungsanordnung entlang des Statorsumfangs wiederholt.

Bei einem dreisträngigen System und einer Polpaarzahl $p = 1$ (2 Pole) (vgl. Abb. 3.10) sind die drei Spulen über einen Winkel von 120° verteilt, bei einer Polpaarzahl $p = 2$ (4 Pole) sind die drei Spulen zweifach über einen Winkel von je 60° verteilt. Dies hat einen direkten Einfluss auf die synchrone Drehzahl n_0 , mit der das Stator magnetfeld umläuft, und damit auf die mechanische Drehzahl der ASM bei einer Speisung mit einer elektrischen Frequenz f_1 bzw. Netzkreisfrequenz ω_1 .

$$n_0 = \frac{f_1}{p} \quad (3.83)$$

Um bei der Berechnung der elektrischen und magnetischen Größen die Polpaarzahl nicht berücksichtigen zu müssen, wird zur Beschreibung der elektrischen Maschine immer die elektrische Kreisfrequenz des Rotors ω verwendet, die sich aus der mechanischen Kreis-

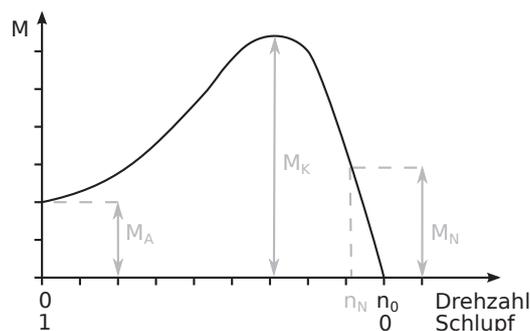


Abbildung 3.11: Die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie einer Asynchronmaschine bei Betrieb am starren Netz

frequenz ω_{mech} nach Gl. (3.84) ergibt.

$$\omega = p \cdot \omega_{mech} \quad (3.84)$$

Die normierte Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem Statorfeld und der mechanischen Rotordrehzahl wird als Schlupf s bezeichnet. Dieser kann sowohl für die elektrischen Kreisfrequenzen als auch die mechanischen Drehzahlen berechnet werden.

$$s = 1 - \frac{\omega_{mech}}{2\pi \cdot p \cdot n_0} = \frac{\omega_1 - \omega}{\omega_1} \quad (3.85)$$

Nur bei einer idealisierten Maschine kann im Leerlauf ohne Last ein Schlupf $s = 0$ erreicht werden. Dies würde bedeuten, dass der Rotor synchron mit dem Statorfeld rotiert und keine Spannung im Rotor induziert wird. Da nun kein Strom im Rotor fließt, wird kein Antriebsmoment erzeugt.

Der Schlupf ist abhängig vom Lastmoment, mit der die Asynchronmaschine beansprucht wird. Es ergibt sich die in Abb. 3.11 dargestellte Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie bei Betrieb am starren Netz. Beim Anlaufen hat die Asynchronmaschine nur ein geringes Anlaufmoment T_A . Das maximale Drehmoment erreicht sie bei einer bestimmten Drehgeschwindigkeit, dem sog. Kippunkt. Dieses maximale Moment wird als Kippmoment T_K bezeichnet. Das Kippmoment ist um ein Vielfaches größer als das Nennmoment M_N der Maschine bei der Nenndrehzahl n_N .

In Tab. 3.4 sind die typischen Polpaarzahlen von Unwuchtantrieben angegeben, die meist auf eine Netzfrequenz von 50 Hz ausgelegt sind. Um eine höhere Drehzahl mit einer dafür ausgelegten Maschine zu realisieren, muss die Speisefrequenz unter Verwendung von Frequenzumrichtern erhöht werden. Bei großen Antriebsmaschinen gibt es noch die Möglichkeit, über eine Stromeinspeisung in den Rotor die Drehzahl zu erhöhen. Dieser Maschinentyp wird als doppelt gespeiste Asynchronmaschine bezeichnet. Er wird meist als Generator eingesetzt, z. B. in Windenergieanlagen. Die Realisierung von Drehfrequenzen über 100 Hz erfordert Vorkehrungen zur Kühlung der Maschinenlager bei Unwuchtantrieben,

Tabelle 3.4: Mechanische Synchrondrehzahlen von Drehfeldmaschinen bei einer Netzfrequenz von 50 Hz

Polpaarzahl p	Synchrondrehzahl n_0	Drehfrequenz
1	3000/min	50 Hz
2	1500/min	25 Hz
3	750/min	12,5 Hz

da die Lager entsprechend hoch belastet werden und die Reibungswärme nicht schnell genug abgeführt werden kann. Die Erhöhung der Polpaarzahl entspricht einer Untersetzung der Drehzahl, wodurch bei gleicher Maschinenleistung und unter Vernachlässigung der Verluste das Moment der Maschine entsprechend erhöht wird, da die elektrische Leistung vollständig in mechanische Leistung umgewandelt wird. Bei Asynchronmaschinen unterscheidet man primär zwei Typen, und zwar den Käfig- bzw. Kurzschlussläufer und den Schleifringläufer, die sich im Wesentlichen durch den Aufbau des Rotors unterscheiden. Beim Schleifringläufer besteht der Rotor aus einem geblechten Rotorkern mit Nuten, in die ebenfalls eine Drehstromwicklung eingelegt ist. Dieser Rotor besitzt die gleiche Strang- und Polpaarzahl wie der Stator. Beim Käfigläufer besteht der Rotor aus gleichmäßig über den Rotorumfang verteilten Stäben, die an beiden Enden über Ringe kurzgeschlossen sind. Diese Stäbe sind in einem elektrisch isolierten Eisenkern eingeschlossen (vgl. Abb. 3.10). Auch bei diesem Typ induziert das Statorfeld eine Spannung in den Stäben, die zu einem Stromfluss über die Kurzschlussringe führt. Es gibt keine elektrische Verbindung zwischen Stator und Rotor. Sämtliche Ströme und Spannungen im Rotor entstehen nur durch Induktion. Diese Bauweise zeichnet sich insbesondere durch ihre Wartungsfreundlichkeit und Robustheit aus [Sch13].

3.9 Modellierung einer Asynchronmaschine

Um eine Asynchronmaschine mathematisch beschreiben zu können, wird dieses System aus gekoppelten und beweglichen Spulen zu einem System aus ruhenden Elementen mit gleicher Windungs- und Strangzahl umgerechnet. Dabei müssen, ausgehend vom allgemeinen Ersatzschaltbild eines Strangs der Asynchronmaschine, alle Größen auf Statorfrequenz, -strangzahl und -windungszahl umgerechnet werden. Das allgemeine Ersatzschaltbild ist mit dem eines Transformators vergleichbar, mit dem Stator und dem Rotor als Spulen der Primär- und Sekundärseite. Im Ersatzschaltbild wird nur ein Strang dargestellt, da es für alle drei Stränge identisch ist (s. Abb. 3.12). Bei diesem Ersatzschaltbild werden die Wirkwiderstände der Wicklung im Stator R_1 und im Rotor R_2 sowie die Induktivitäten nach der Hauptinduktivität des Stators L_{1h} bzw. Rotors L_{2h} und der

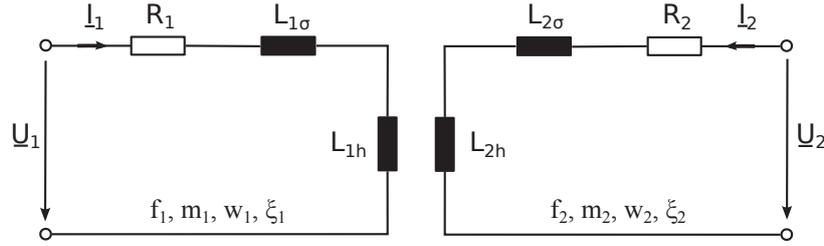


Abbildung 3.12: Ersatzschaltbild einer Asynchronmaschine anhand der Grundwellenbetrachtung eines Strangs

Streuinduktivität des Stators $L_{1\sigma}$ bzw. des Rotors $L_{2\sigma}$ aufgeteilt.

Die Maschinengrößen werden als Raumzeiger in der komplexen Zahlenebene dargestellt. Bei einem dreisträngigen System sind die Stromzeiger i_U , i_V und i_W um den Winkel 120° versetzt. Durch die Verwendung einer Koordinatentransformation, der Clarke-Transformation, wird das mehrsträngige System einer Drehstrommaschine in ein orthogonales zweisträngiges System umgerechnet. Die drei Phasenströme i_U , i_V und i_W werden dabei in zwei gleichwertige Ströme i_α und i_β überführt, wobei die Summe der drei Ströme null sein muss. Dieses System wird als α, β -System bezeichnet und beschreibt die Ströme bzw. Maschinengrößen in einem statorfesten Koordinatensystem:

$$\begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_U \\ i_V \\ i_W \end{bmatrix} \quad (3.86)$$

Die Rücktransformation kann ebenfalls durch Anwendung der inversen Transformationsmatrix erfolgen:

$$\begin{bmatrix} i_U \\ i_V \\ i_W \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{2} & \frac{\sqrt{3}}{2} \\ -\frac{1}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} \quad (3.87)$$

Durch eine weitere Transformation, die Park-Transformation, werden diese Ströme in ein rotierendes Koordinatensystem transformiert. Dieses Koordinatensystem wird als q, d -Koordinatensystem bezeichnet. Die Transformation aus dem α, β -Koordinatensystem erfolgt über eine Drehmatrix mit Hilfe des Winkels θ (Gl. (3.88)). Dieses Koordinatensystem kann mit einer beliebigen Kreisfrequenz ω_K rotieren oder auch auf den Stator bezogen stehen ($\omega_K = 0$). Für bestimmte Kreisfrequenzen ergeben sich jedoch Berechnungsvorteile, da Wechselgrößen zu Gleichgrößen werden. Weitere besondere Fälle sind die synchrone Rotation des Koordinatensystems mit dem Rotor, also $\frac{d\theta}{dt} = \omega$, und die Rotation mit dem Statorfeld. Die d -Achse wird als Längsachse und die q -Achse als Querachse bezeichnet,

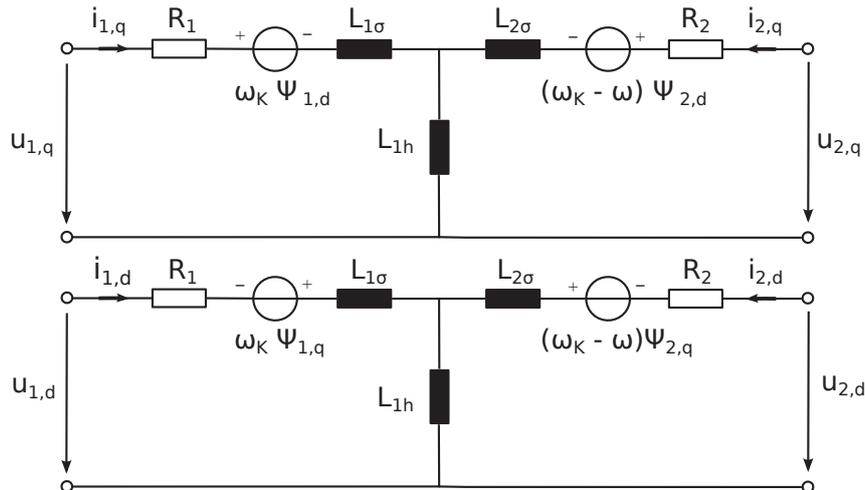


Abbildung 3.13: Ersatzschaltbild einer Asynchronmaschine im q, d -Koordinatensystem

wobei die beiden Achsen orthogonal aufeinander stehen.

$$\begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & \sin(\theta) \\ -\sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} \quad (3.88)$$

Durch die Invertierung der Drehmatrix kann die Rücktransformation vorgenommen werden:

$$\begin{bmatrix} i_\alpha \\ i_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_d \\ i_q \end{bmatrix} \quad (3.89)$$

Das elektrische Modell der Asynchronmaschine von [Kra02] verwendet diese Transformation. Das Ersatzschaltbild einer Asynchronmaschine in q, d -Koordinaten ist in Abb. 3.13 dargestellt. Aus diesem Ersatzschaltbild lassen sich die Spannungsgleichungen (3.90) ableiten.

$$u_{1,q} = R_1 i_{1,q} + \omega_K \Psi_{1,d} + \frac{d\Psi_{1,q}}{dt} \quad (3.90a)$$

$$u_{1,d} = R_1 i_{1,d} - \omega_K \Psi_{1,q} + \frac{d\Psi_{1,d}}{dt} \quad (3.90b)$$

$$u_{2,q} = R_2 i_{2,q} + (\omega_K - \omega) \Psi_{2,d} + \frac{d\Psi_{2,q}}{dt} \quad (3.90c)$$

$$u_{2,d} = R_2 i_{2,d} - (\omega_K - \omega) \Psi_{2,q} + \frac{d\Psi_{2,d}}{dt} \quad (3.90d)$$

Dabei werden aus den Induktivitäten L die Flussverkettingsungen Ψ durch $\Psi = L \cdot i$ ausgedrückt. Der Strom in der Hauptinduktivität L_{1h} ist dabei gemäß der Knotenregel die

Summe der Ströme $i_{1,q}$ und $i_{2,q}$ bzw. $i_{1,d}$ und $i_{2,d}$.

$$\Psi_{1,q} = L_{1\sigma}i_{1,q} + L_{1h}(i_{1,q} + i_{2,q}) \quad (3.91a)$$

$$\Psi_{1,d} = L_{1\sigma}i_{1,d} + L_{1h}(i_{1,d} + i_{2,d}) \quad (3.91b)$$

$$\Psi_{2,q} = L_{2\sigma}i_{2,q} + L_{1h}(i_{1,q} + i_{2,q}) \quad (3.91c)$$

$$\Psi_{2,d} = L_{2\sigma}i_{2,d} + L_{1h}(i_{1,d} + i_{2,d}) \quad (3.91d)$$

$$\frac{d\Psi_{1,q}}{dt} = \left[u_{1,q} - \omega_K \Psi_{1,d} + \frac{R_1}{L_{1\sigma}}(\Psi_{m,q} - \Psi_{1,q}) \right] \quad (3.92a)$$

$$\frac{d\Psi_{1,d}}{dt} = \left[u_{1,d} + \omega_K \Psi_{1,q} + \frac{R_1}{L_{1\sigma}}(\Psi_{m,d} - \Psi_{1,d}) \right] \quad (3.92b)$$

$$\frac{d\Psi_{2,q}}{dt} = \left[u_{2,q} - (\omega_K - \omega)\Psi_{2,d} + \frac{R_2}{L_{2\sigma}}(\Psi_{m,q} - \Psi_{2,q}) \right] \quad (3.92c)$$

$$\frac{d\Psi_{2,d}}{dt} = \left[u_{2,d} + (\omega_K - \omega)\Psi_{2,q} + \frac{R_2}{L_{2\sigma}}(\Psi_{m,d} - \Psi_{2,d}) \right] \quad (3.92d)$$

Die Gegeninduktivität L_m berechnet sich aus den parallelgeschalteten Induktivitäten $L_{1\sigma}$, $L_{2\sigma}$ und L_{1h} . Die Gegeninduktivität hat in beiden Achsen den gleichen Wert.

$$L_m = \frac{1}{\frac{1}{L_{1\sigma}} + \frac{1}{L_{2\sigma}} + \frac{1}{L_{1h}}} \quad (3.93)$$

$$\Psi_{m,q} = L_m \left[\frac{\Psi_{1,q}}{L_{1\sigma}} + \frac{\Psi_{2,q}}{L_{2\sigma}} \right] \quad (3.94a)$$

$$\Psi_{m,d} = L_m \left[\frac{\Psi_{1,d}}{L_{1\sigma}} + \frac{\Psi_{2,d}}{L_{2\sigma}} \right] \quad (3.94b)$$

Die Ströme in q, d -Koordinaten lassen sich über die folgenden Gleichungen berechnen:

$$i_{1,q} = \frac{1}{L_{1\sigma}}(\Psi_{1,q} - \Psi_{m,q}) \quad (3.95a)$$

$$i_{1,d} = \frac{1}{L_{1\sigma}}(\Psi_{1,d} - \Psi_{m,d}) \quad (3.95b)$$

$$i_{2,q} = \frac{1}{L_{2\sigma}}(\Psi_{2,q} - \Psi_{m,q}) \quad (3.95c)$$

$$i_{2,d} = \frac{1}{L_{2\sigma}}(\Psi_{2,d} - \Psi_{m,d}) \quad (3.95d)$$

Das erzeugte elektromagnetische Moment T_E der Maschine lässt sich aus den Strömen und Flussverkettungen des Stators errechnen:

$$T_E = \frac{3}{2}p(\Psi_{1,d}i_{1,q} - \Psi_{1,q}i_{1,d}) \quad (3.96)$$

Die Berechnung der Drehbeschleunigung kann mit der Bewegungsgleichung unter Berücksichtigung des Lastmoments T_L erfolgen. Das Massenträgheitsmoment J des Rotors einschließlich aller rotierenden Zusatzmassen wird dabei als konstant vorausgesetzt.

$$T_a = T_E - T_L = J \frac{1}{p} \frac{d\omega}{dt} \quad (3.97)$$

Bei einem Käfigläufer sind die Stäbe über die Kurzschlussringe verbunden. Dies bedeutet, dass für die Rotorspannungen $u_{2,d} = 0$ und $u_{2,q} = 0$ gilt. Zudem soll für die Simulation ein statorfestes Koordinatensystem mit $\omega_K = 0$ verwendet werden. Wenn zudem die Gleichungen für die Ströme (Gleichungen (3.95a) bis (3.95d)) in Gleichungen (3.92a) bis (3.92d) eingesetzt werden, ergeben sich die Ableitungen der Flussverkettungen entsprechend Gln. (3.98a) bis (3.98d).

$$\frac{d\Psi_{1,q}}{dt} = u_{1,q} - R_1 i_{1,q} \quad (3.98a)$$

$$\frac{d\Psi_{1,d}}{dt} = u_{1,d} - R_1 i_{1,d} \quad (3.98b)$$

$$\frac{d\Psi_{2,q}}{dt} = \omega \Psi_{2,d} - R_2 i_{2,q} \quad (3.98c)$$

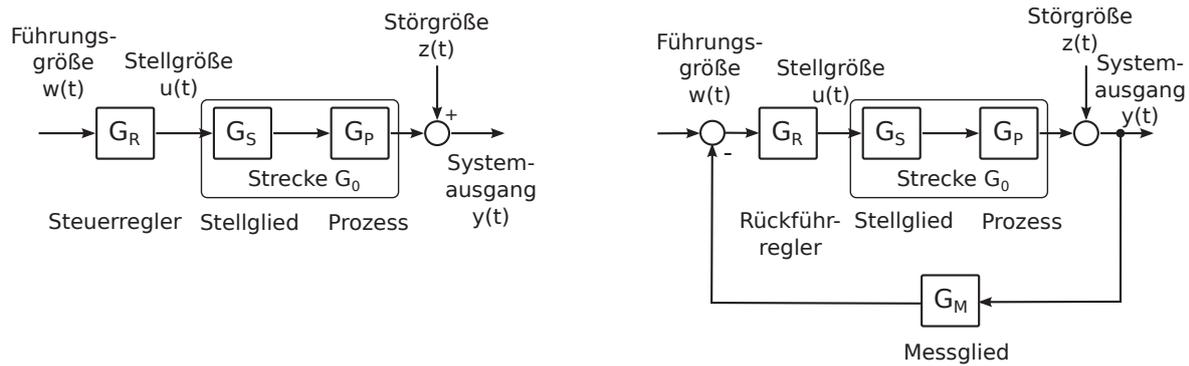
$$\frac{d\Psi_{2,d}}{dt} = -\omega \Psi_{2,q} - R_2 i_{2,d} \quad (3.98d)$$

Über diese Gleichungen soll in Abschnitt 6.3 das dynamische Verhalten der Antriebsmotoren für die Simulation mathematisch beschrieben werden.

3.10 Grundlagen von Steuerung und Regelung

Im Sinne der Regelungstechnik sind die Begriffe Steuerung und Regelung klar zu unterscheiden. Unter einer Steuerung (engl. open-loop control) wird eine Vorwärtsregelung (engl. feedforward control) verstanden, die Sollsignale verwendet, um daraus das Eingangssignal für die Regelstrecke zu berechnen, mit dem Ziel, das gewünschte Ausgangsverhalten zu erreichen. Es ist jedoch nicht sicher, dass dieses Ausgangsverhalten auch erreicht wird, da Störeinflüsse und Systemänderungen zu Ungenauigkeiten führen. Ziel der Regelungstechnik ist es, ein technisches System zuverlässig zu einem gewünschten Verhalten zu bewegen. Dieses Problem wird bei der Regelung (engl. closed-loop control) über einen Regelschleife (engl. feedback loop) aufgegriffen, indem ein relevantes Ausgangssignal des Ausgangsverhaltens gemessen und damit Einfluss auf das Eingangssignal der Strecke genommen wird. Solange eine Abweichung vom Sollwert besteht, wird das Eingangssignal durch den Regler verändert und die Abweichung so weit wie möglich minimiert. Die Art der Beeinflussung wird durch die Topologie des Reglers bestimmt, vgl. Abb. 3.14a und 3.14b

Die Vor- und Nachteile von Steuerung oder Regelung müssen immer sehr genau abgewogen werden. Eine stabile Steuerung hat aus technischer und ökonomischer Sicht bei einer bekannten und stabilen Regelstrecke Vorteile. Bei einer Regelung können meist eine höhere Dynamik und Genauigkeit des Ausgangsverhaltens realisiert werden, auch bei weniger genau bekanntem oder veränderlichem Systemverhalten. Bei einer Regelung kann es zu einer Instabilität des Systems kommen, die sich in oszillierendem Ausgangsverhalten oder



(a) Regelungstechnisches Blockschaltbild einer Steuerung

(b) Regelungstechnisches Blockschaltbild einer Regelung

Abbildung 3.14: Gegenüberstellung der prinzipiellen Blockschaltbilder von Steuerung und Regelung

extremen Stellsignalen ausdrückt. Ursache der Instabilität sind eine schlecht parametrisierte Rückführregelung und Totzeiten im System. Als Totzeit wird eine rein zeitliche Verzögerung zwischen Eingangs- und Ausgangssignal bezeichnet. Diese könnte z. B. die um mehrere Millisekunden verzögerte Realisierung einer Sollzahl durch den Frequenzumrichter sein.

Bei einer Steuerung bleibt eine stationäre Regelabweichung bestehen; nur bei einer Regelung kann auch eine geringe Sollwertabweichung ausgeregelt werden. Diese Anforderung an ein Regelsystem wird als stationäre Genauigkeit bezeichnet.

Zur mathematischen Beschreibung von Systemen wird die Modellbildung der Systemtheorie angewendet, welche die Systeme nach Problemgruppen klassifiziert. Die für die Systemklassifizierung wichtigsten Eigenschaften betreffen die Dynamik, Linearität und Zeitabhängigkeit des Systemverhaltens sowie die Kardinalität der Eingangs- und Ausgangsgrößen. Hinsichtlich der Linearität wird zwischen linearen und nichtlinearen Systemen unterschieden. Bei linearen Systemen führt eine Addition von zwei Eingangssignalen auch zur Addition der zugehörigen Ausgangssignale und die Multiplikation des Eingangssignals mit einem Faktor zu einer Multiplikation des Ausgangssignals mit dem gleichen Faktor. In nichtlinearen Systemen ist diese Eigenschaft nicht gegeben. Zeitinvariante Systeme zeigen für das gleiche Eingangssignal zu jedem Zeitpunkt das gleiche Ausgangsverhalten. Im Gegensatz dazu ändert sich das Systemverhalten bei zeitvarianten Systemen. Die wichtigste Systemklasse sind jedoch die linearen zeitinvarianten Systeme, die sogenannten LZI-Systeme (engl. LTI - linear time-invariant systems), da dazu umfangreiche Berechnungsmöglichkeiten existieren und ein Teil der nichtlinearen zeitvarianten Systeme damit abgebildet werden kann [Her08].

Zur Systembeschreibung werden Vektoren für die Systemgrößen festgelegt. Dabei be-

schreibt $\vec{x} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ die Systemzustände, $\vec{u} \in \mathbb{R}^{p \times 1}$ die Systemeingänge, $\vec{y} \in \mathbb{R}^{q \times 1}$ die Systemausgänge, $\vec{w} \in \mathbb{R}^{q \times 1}$ die Führungsgrößen, $\vec{z} \in \mathbb{R}^{m \times 1}$ die Störgrößen und $\vec{e} \in \mathbb{R}^{q \times 1}$ die Regelabweichungen.

Bei LZI-Systemen lässt sich das dynamische Verhalten durch zwei Gleichungen beschreiben, die aus der Systemmatrix $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$, der Eingangsmatrix $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n \times p}$, der Ausgangsmatrix $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{q \times n}$ und der Durchgangsmatrix $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{q \times p}$ bestehen.

$$\dot{\vec{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \vec{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \vec{u}(t) \quad \text{mit } \vec{x}(t_0) = \vec{x}_0 \quad (3.99a)$$

$$\vec{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \vec{x}(t) + \mathbf{D} \cdot \vec{u}(t) \quad (3.99b)$$

Die Darstellung eines LZI-Systems nach Gleichungen (3.99a) und (3.99b) wird als Zustandsraumdarstellung bezeichnet. Damit lassen sich alle linearen Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten beliebiger Ordnung n (vgl. Gl. 3.100) als Differentialgleichungssystem erster Ordnung darstellen.

$$a_0 \cdot x(t) + \sum_{i=1}^n a_i \cdot \frac{d^i x(t)}{dt^i} = b_0 \cdot u(t) + \sum_{i=1}^{m < n} b_i \cdot \frac{d^i u(t)}{dt^i} \quad (3.100)$$

In der Systemmatrix \mathbf{A} ist das gesamte dynamische Verhalten des Systems durch deren Eigenwerte $\lambda_i \in \mathbb{C}$ beschrieben. Diese Eigenwerte spielen bei der Beurteilung der Stabilität des Systems eine wichtige Rolle.

Ein regelungstechnisches System wird auch hinsichtlich der Anzahl der Ein- und Ausgänge beschrieben. Ein System mit nur einem Systemeingang und einem Systemausgang wird als SISO-System (single input single output) bezeichnet. Besitzt das System mehrere Eingänge, aber nur einen Ausgang, wird es als MISO-System (multiple input single output) und bei mehreren Ausgängen und nur einem Eingang als SIMO-System (single input multiple output) bezeichnet. Im Falle von mehreren Ein- und Ausgängen wird das System als MIMO-System (multiple input multiple output) bezeichnet, wobei die gleiche Anzahl von Eingängen und Ausgängen einen Sonderfall darstellt.

3.11 Grundlagen der dynamischen Simulation

3.11.1 Standardverfahren der dynamischen Simulation

Die dynamischen Simulationen soll als methodische Vorgehensweise verwendet werden, um das Schwingungsverhalten von Resonanzversuchsständen zu untersuchen. Die dynamische Simulation ist eine strukturmechanische Berechnung des zeitlichen Verhaltens von gekoppelten Systemen. Neben der dynamischen Simulation gibt es die statische bzw. stationäre Simulation, bei der keine zeitlichen Änderungen des Systemverhaltens betrachtet werden, sondern nur Zustände, bei denen sich das System im Gleichgewicht befindet. Im Gegensatz zur dynamischen Simulation werden bei der statischen Simulation Massen-,

Dämpfungs- und Trägheitseffekte auf der mechanischen Seite und kapazitive bzw. induktive Effekte auf der elektronischen Seite nicht berücksichtigt. Bei der dynamischen Simulation wird das Systemverhalten in einzelnen Zeitschritten betrachtet. Das heisst, dass das Systemverhalten auch zwischen Gleichgewichtszuständen (sofern diese existieren) betrachtet wird, weshalb die dynamische Simulation auch transiente Simulation genannt wird. Obwohl die Methode der numerischen Lösung von Differentialgleichungen die Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM), der Mehrkörpersimulation (MKS) und der elektronischen Schaltungs- und Regelungssimulation bildet, hat sie sich auch als eigenständiges Standardverfahren entwickelt.

Die FEM wird sowohl als statische, aber auch als dynamische Simulation zur Strukturanalyse eingesetzt. Das Bauteil wird dabei zur Bestimmung von Spannungen und Bauteilverformungen, die sich durch äußere Kräfteeinwirkung in deformierbaren Festkörpern ergeben, in endlich viele Einzelemente aufgeteilt. Den einzelnen Elementen ist im Knotennetz jeweils ein Elementtyp und damit eine bestimmte Steifigkeits-, Dämpfungs- und Masseneigenschaft zugeordnet. Aus diesem Modell wird die Koeffizientenmatrix der Bewegungsgleichung gebildet und numerisch gelöst. Da es sich um eine große Anzahl Elemente handelt, entstehen dünnbesetzte Matrizen. Die dynamische Simulation bei diesem Verfahren wird auch als rechnerische Modalanalyse bezeichnet und dient der Ermittlung der Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen bei harmonischer Kraftanregung in jedem Elementknoten, vgl. [Sie08].

Bei der MKS wird die mechanische Funktion technischer Systeme mit beweglichen Bauteilen wie z. B. Getrieben und Gelenken beschrieben und bewertet, indem die Systeme durch die Bewegungsgleichungen der Teilsysteme und die Relativkinematik beschrieben werden, vgl. [RS17]. Die Bauteilkomponenten werden dabei als massebehaftete Körper beschrieben, die über masselose Verbindungselemente (Federn und Dämpfer) gekoppelt sind. Durch die dynamische Simulation werden die Position und Orientierung der Bauteilkomponenten unter Einwirkung zeitabhängiger Kräfte auf das System berechnet, mit dem Ziel, das kinematische Verhalten für unterschiedliche Lastfälle, u. a. dynamische Belastungen, zu untersuchen.

Durch elektronische Schaltungssimulationen wird das Verhalten von elektronischen Bauteilen und Schaltungen simuliert. Auch bei dieser Art von Simulation werden die Schaltungselemente einzeln durch gekoppelte Differentialgleichungen beschrieben. Für die Simulation von analogen Bauteilen spielt einerseits die stationäre Simulation von Gleichgewichtszuständen eine wichtige Rolle, um Spannungen und Ströme an einzelnen Bauteilkomponenten zu berechnen, andererseits wird das dynamische Verhalten bei Einschalt- und Umschaltvorgängen dynamisch simuliert. Das Aufgabengebiet der elektronischen Schaltungssimulation umfasst auch die Simulation von Filtern, die in Form von Tiefpass-, Hochpass-, Bandpass- und Bandsperrfiltern im Hochfrequenzbereich, Audibereich und

in der Messtechnik Anwendung finden, vgl. [Bee08]. Eng damit verknüpft ist die Regelungssimulation, bei der Regelstrecken durch Zustandsraumdarstellungen, Übertragungsfunktionen oder in Blockdiagrammen dargestellt werden und als Differentialgleichungssystem bei einem gegebenen Eingangssignal gelöst werden müssen. Bei diesen physikalischen Simulationen werden die mechanischen, elektrischen und auch hydraulischen Systeme modelliert, da diese neben dem Regler einen Teil der Regelstrecke bilden.

3.11.2 Modellbeschreibung für dynamische Simulationen

Allen in Abschnitt 3.11.1 beschriebenen Standardverfahren der dynamischen Simulation liegt die Beschreibung mittels gewöhnlicher oder partieller Differentialgleichungen zugrunde. Neben der Beschreibung des Systemmodells mittels Differentialgleichungen werden auch die Signalmodelle der Eingangssignale durch diese beschrieben oder als Wert vorgegeben. Bei einer gewöhnlichen Differentialgleichung (GDGL) handelt es sich um eine Differentialgleichung, bei der zu einer gesuchten Funktion nur Ableitungen nach genau einer Variablen auftreten.

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), t), \quad x(0) = x_0 \text{ oder } x(t_f) = x_f \quad (3.101)$$

Damit können Anfangswertprobleme und Randwertprobleme formuliert werden. Eine Erweiterung bilden die Differential-algebraischen Gleichungen. Hier sind gewöhnliche Differentialgleichungen an algebraische Nebenbedingungen gekoppelt, welche dann ein Gleichungssystem wie Gl. 3.102 bilden.

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), t), \quad x(0) = x_0 \text{ oder } x(t_f) = x_f \quad (3.102)$$

$$0 = g(x(t), u(t), t) \quad (3.103)$$

Für die Lösung von gewöhnlichen Differentialgleichungen und Differential-algebraischen Gleichungen gibt es numerische Näherungsverfahren, mit denen das Systemverhalten in diskreten Zeitschritten t_n durch Lösen der Integralgleichung berechnet wird, vgl. Gl. (3.104).

$$x_{n+1} = x_n + \int_{t_n}^{t_{n+1}} f(x(t), u(t), t) dt \quad (3.104)$$

3.11.3 Numerische Lösungsverfahren für gewöhnliche Differentialgleichungen

Zur numerischen Lösung von gewöhnlichen Differentialgleichungen als Anfangswertprobleme gibt es verschiedene Ansätze, die sich je nach Problemstellungen besser oder schlechter eignen. Ein einfaches Verfahren ist das explizite Euler-Verfahren, das im Jahr 1768 von L. EULER vorgestellt wurde und einen Spezialfall der Klasse der Runge-Kutta-Verfahren bildet [Run95]. Die Runge-Kutta-Verfahren können ebenfalls zur numerischen Lösung von

Differential-algebraischen Gleichungen eingesetzt werden, vgl. [HLR89]. Zur numerischen Lösung von Gl. (3.101) wird bei den Runge-Kutta-Verfahren eine Näherung des Systemverhaltens x_n zu diskreten Zeitpunkten t_n berechnet. Die aufeinanderfolgenden Zeitpunkte haben einen äquidistanten zeitlichen Abstand h , der als Schrittweite bezeichnet wird:

$$h = t_{n+1} - t_n \quad (3.105)$$

Die Runge-Kutta-Verfahren sind Einzelschrittverfahren, d. h. sie verwenden zur Berechnung von x_{n+1} nicht die Ergebnisse aus x_{n-1} bis x_{n-m} , im Gegensatz zu Mehrschrittverfahren mit m Schritten. Dennoch lassen sich die einzelnen Runge-Kutta-Verfahren durch die Anzahl an Zwischenstützstellen, die zur Berechnung von x_n benötigt werden, in s -stufige Runge-Kutta-Verfahren einteilen. Das einstufige Runge-Kutta-Verfahren entspricht dem expliziten Euler-Verfahren und das dreistufige Runge-Kutta-Verfahren der Simpson-Regel für Gewöhnliche Differentialgleichungen der Form $\dot{x}(t) = f(t)$, vgl. [Zei13]. Das Integral wird durch eine Quadraturformel mit s Stützstellen $t_1^*, \dots, t_s^* \in [t_n, t_{n+1}]$ approximiert.

$$\int_{t_n}^{t_{n+1}} f(x(t), t) dt \approx h \sum_{i=1}^s c_i \cdot f(x_i^*, t_i^*) \quad (3.106)$$

Die Integrationsstützstellen t_i^* werden mittels Gl. (3.107) festgelegt. Die Koeffizienten a_i , b_{ij} und c_i sind durch das jeweilige Runge-Kutta-Verfahren vorgegeben, so dass jedes Runge-Kutta-Verfahren eine mögliche hohe Fehlerordnung besitzt.

$$t_1^* = t_n, \quad t_i^* = t_n + a_i \cdot h, \quad i \in \{2, 3, \dots, s\} \quad (3.107)$$

Die unbekanntenen Funktionswerte x_i^* werden mit Gl. (3.108) berechnet.

$$x_1^* = x_n, \quad x_i^* = x_n + h \sum_{j=1}^{i-1} b_{ij} f(x_j^*, t_j^*), \quad i \in \{2, 3, \dots, s\} \quad (3.108)$$

Mit Gl. (3.109) kann nun eine Näherungslösung für die Differentialgleichung an der Stelle x_{n+1} berechnet werden.

$$x_{n+1} = x_n + h \cdot \sum_{i=1}^s c_i f(x_i^*, t_i^*) \quad (3.109)$$

Die für das jeweilige Runge-Kutta-Verfahren notwendigen Koeffizienten werden in Butcher Tableaus angegeben, vgl. Anhang B.

3.11.4 Anwendungen der dynamischen Simulation

Um die Erstellung von Simulationsmodellen und die Aufstellung der zugehörigen Differentialgleichungssysteme zu vereinfachen und zu automatisieren, sind in unterschiedlichen Fachrichtungen Softwarepakete entwickelt worden. Für die FEM zur Strukturanalyse von

Bauteilen ist Simulationssoftware entwickelt worden, mit der die geometrische Struktur eines Bauteils als textuelles Skript oder graphische Konstruktion eingegeben oder aus CAD-Programmen übernommen werden kann. Diese Konstruktion wird durch den FEM-Präprozessor unter vorgegebenen Netzparametern wie Elementgröße und Elementart mit Hilfe eines Vernetzungsalgorithmus in die Finiten Elemente aufgeteilt. Das Materialverhalten der Elemente wird durch Materialmodelle festgelegt und auch die Randbedingungen, wie Lasten und Verschiebungen, werden definiert. Das aus diesen Daten gebildete Differenzialgleichungssystem wird durch einen FEM-Solver numerisch gelöst und die Verschiebungen in den einzelnen Elementen berechnet. Das Ergebnis kann durch die Software visualisiert werden. Typische Softwareprodukte für die FE-Simulation sind beispielweise ANSYS der Firma Ansys Inc., RFEM der Firma Dlubal Software GmbH oder Abaqus der Firma Dassault Systèmes S.E.

Die Grundaufgabe der MKS ist die Bewegungsanalyse von komplexen kinematischen Systemen. Dazu werden die Geometrien der einzelnen Bestandteile über graphische Benutzeroberflächen konstruiert und die Materialeigenschaften den einzelnen Bauteilen zugeordnet. Aus diesen Angaben werden die Massen- und Trägheitseigenschaften berechnet. Die Verbindung der Einzelteile erfolgt über die Definition von Koppelstellen im Benutzerinterface, aus denen die Software die notwendigen Matrizen und Gleichungssysteme erstellt. Bekannte Softwaresysteme sind LMS Virtual Lab der Firma Siemens, SimulationX der Firma ESI ITI GmbH und RecurDyn der Firma FunctionBay GmbH.

Bei Schaltungssimulationen werden die elektrischen Systeme, durch elektrische Grundkomponenten, wie z. B. Widerstände, Induktivitäten und Kapazitäten beschrieben. Das Logikverhalten hingegen wird durch eine boolesche Algebra beschrieben. Bei der Verknüpfung der Bauteile durch Verbindungen wird durch die Software das Differentialgleichungssystem erstellt. Während bei reinen Schaltungssimulationen die elektrischen Komponenten ähnlich wie in einem Schaltplan in einer Benutzeroberfläche eingegeben werden, müssen bei regelungstechnischen Mehrdomänen-Simulationen die Differentialgleichungen der einzelnen Systeme durch Blöcke in einer Ursache-Wirkungs-Beziehung beschrieben werden. Die Software erstellt aus den verknüpften Blöcken ein Differentialgleichungssystem, das durch einen in die Software integrierten Solver gelöst wird. Typische Software für diese Simulationen sind die Erweiterung Simulink für MATLAB der Firma MathWorks und das Control Design and Simulation Module für LabView der Firma National Instruments. Eine lineare Differentialgleichung wie Gl. (3.100) wird als Blockschaltbild durch Proportionalglieder, Summationsglieder und Integratorglieder beschrieben, vgl. Abb. 3.15.

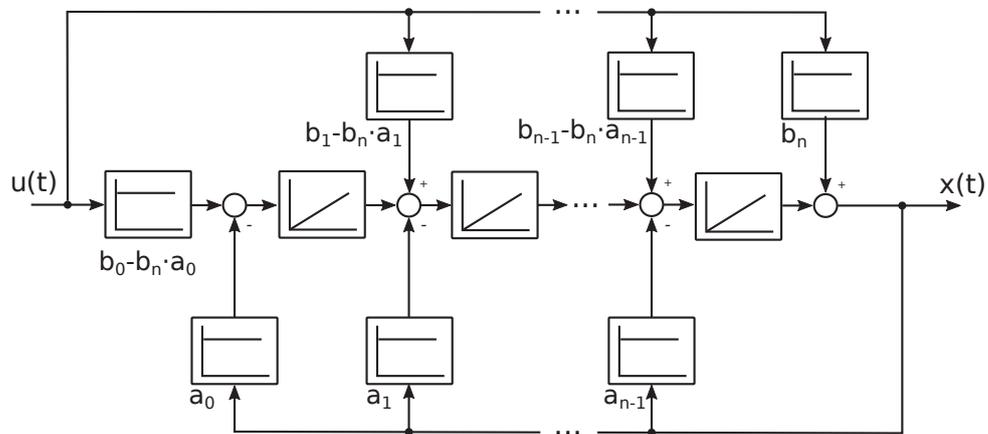


Abbildung 3.15: Darstellung eines linearen gewöhnlichen Differentialgleichungssystems als Blockschaltbild, wie es in regelungstechnischen Simulationen eingegeben wird

Kapitel 4

Versuchsaufbau eines Resonanzversuchsstands

4.1 Zielstellungen bei der Anwendung von Resonanzversuchsständen für Großversuche

Bauteiluntersuchungen an großmaßstäblichen Probekörpern werden nicht mehr in dafür konstruierten Prüfmaschinen mit definierten Lastkenndaten durchgeführt, sondern es wird für jede neue Aufgabenstellung ein Prüfmaschinenaufbau realisiert oder ein bestehendes Konzept wieder aufgegriffen. Für neue Versuchsanordnungen sind die Planung der Probekörpergeometrie, Auflagerkonstruktion und Lasteinleitung von statischen und dynamischen Kräften sowie die Auslegung der Antriebstechnik, Messtechnik und des Sicherheitskonzepts notwendig. Diese Versuchsplanung macht Großversuche material- und zeitaufwändig und birgt trotz intensiver individueller Bearbeitung ein hohes Risiko, dass die Bauteiluntersuchung nicht erfolgreich ausgeführt werden kann. Das Umsetzungskonzept von Resonanzversuchsständen muss auf eine schnelle Anpassbarkeit an die Aufgabenstellung ausgelegt sein. Weiters muss es durch einen definierten Grundaufbau des Versuchsstands sowie ein Nachweisverfahren das Risiko minimieren, das mit der Realisierung des Versuchsstandes und der Systemintegration modular zusammengesetzter Antriebstechnik verbunden ist. Die Versuchsdauer von Langzeitversuchen bedingt, dass die Versuche unbeaufsichtigt durchgeführt und aus der Ferne überwacht werden können müssen. Dafür müssen die Systemkomponenten des Resonanzversuchsstands selbst entsprechende Zuverlässigkeiten aufweisen, aber auch das Versuchsstandskonzept muss unerwartete Verhaltensweisen des Probekörpers, z. B. Lageveränderungen durch Schäden am Auflager, erkennen und darauf reagieren, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Durch den Versuchsstand muss der jeweilige Versagenszustand des Bauteils sicher erkannt werden, bevor unbeabsichtigte Schäden auftreten.

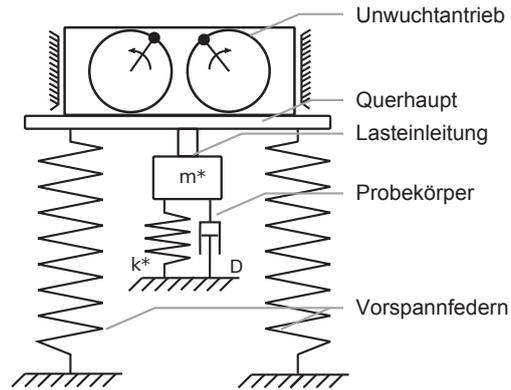


Abbildung 4.1: Mechanisches Prinzip eines Resonanzversuchsstands für Bauteile mit großen Abmessungen, konzipiert als Einmassenschwinger

4.2 Mechanisches Versuchsprinzip

Ein Resonanzversuchsstand für Bauteiluntersuchungen mit großen Abmessungen wird als Einmassenschwinger konzipiert. Der Probekörper bildet dabei durch seine Federwirkung bei Biegebeanspruchung selbst diesen Einmassenschwinger, vgl. Abb. 4.1. Die Struktur- und Materialdämpfung müssen dabei jedoch Berücksichtigung finden, was in einem Feder-Masse-Dämpfer-System resultiert. Die anregende Kraft wird über eine Lasteinleitungs-konstruktion direkt in das Bauteil eingeleitet. Diese Krafteinleitungs-konstruktion besteht aus einem Querhaupt, das den Probekörper in Querrichtung, also senkrecht zur Schwingungsrichtung, überspannt. Die Lasteinleitung kann sowohl als Drei-Punkt-Biegeversuch als auch als Vier-Punkt-Biegeversuch ausgelegt werden. Das Querhaupt erfüllt mehrere Funktionen: es ist Träger der Antriebsmaschinen, die die Unwuchtkräfte erzeugen, es überträgt die Schwingmomente, die durch die entgegengesetzte Rotation der Unwuchtantriebe auftreten, und an ihm können Zusatzmassen angebracht werden. Diese Zusatzmassen dienen der Abstimmung der Eigenfrequenz des Probekörpers alleine auf die für den Versuch geplante Prüffrequenz und erzeugen gleichzeitig einen Teil der Mittellast. Der restliche Teil der Mittellast, die auf das Bauteil aufgebracht werden soll, kann variabel durch Zugfedern erzeugt werden, die am Querhaupt in Schwingungsrichtung befestigt sind. Eine nahezu konstante Federspannkraft wird durch die Auslegung von langen Zugfedern im Bezug zum Schwingweg des Bauteils erreicht, die möglichst weich sind.

4.3 Konzeptioneller Aufbau

Bei Belastungsversuchen an für das Bauingenieurwesen relevanten Bauteilen unter Laborbedingungen werden häufig Spannfelder in Versuchshallen errichtet. Diese Fundamente aus Stahlbeton erlauben es, Auflagerkonstruktionen zu realisieren, die sowohl Druck-

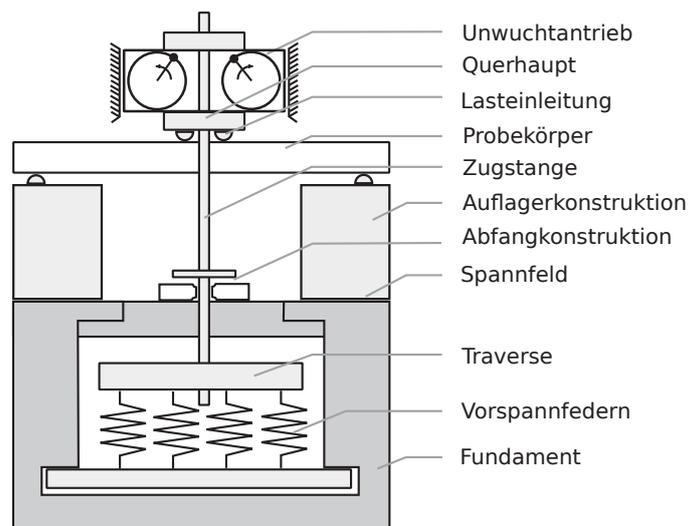


Abbildung 4.2: Realisierungskonzept für Resonanzprüfstände als Spannfeldaufbauten

als auch Zugkräfte aufnehmen können. Die Zugkräfte, die z. B. zum Vorspannen der Auflagerkonstruktionen dienen, werden über Spannschienen und Spannankertöpfe, die im Spannfeld eingebaut sind, aufgenommen. Zur Errichtung von versuchsspezifischen Resonanzprüfständen können ebenfalls Spannfelder eingesetzt werden. Dabei muss jedoch darauf geachtet werden, dass sämtliche Eigenfrequenzen des Spannfelds möglichst außerhalb des angestrebten Frequenzspektrums der Resonanzversuche liegen, da sonst das Spannfeld selbst auch zu ermüdungsrelevanten Schwingungen angeregt werden könnte.

Die statische Mittellast, um die die Beanspruchung im Resonanzversuch schwingen soll, wird bei vertikaler Schwingrichtung durch Spiralfedern erzeugt, die unterhalb des Probekörpers angeordnet sein müssen. Um den Probekörper trotzdem ebenerdig positionieren zu können, müssen im Spannfeld Federkeller vorgesehen werden, in denen die Zugfedern eingebaut werden können. Je nach notwendiger Vorspannkraft kann die erforderliche Anzahl von Federn stark variieren. Die Federkeller dienen auch als Containment für die gespannten Zugfedern, die über viele Versuche hinweg extrem hohen Lastwechselzahlen ausgesetzt sind. Die Federkräfte der Einzelfedern werden über Traversen in Zugstangen eingeleitet, die im Querhaupt befestigt sind und dort vorgespannt werden können, vgl. Abb. 4.2. Die Federn sind im Federkeller an einem Stahlprofil befestigt. Dieses Stahlprofil ist von unten auf hängenden Zwischenwänden aufgelagert und befestigt, um die Zugkräfte der Federn als Druckkräfte in die Wände des Federkellers einzuleiten. Mit diesem Konzept wird bezweckt, dass Versuchsstandskomponenten, die einer hohen Zugschwellbeanspruchung ausgesetzt sind, ausgetauscht werden können und dass druckschwellbeanspruchte Komponenten mittels großer Stahlbetonquerschnitte realisiert werden können, um deren Ermüdungsfestigkeit zu gewährleisten. Um die Federkäufe beim Bruch des Probekörpers abzufangen, hält im Falle eines zu starken Absinkens des Querhauptes eine Abfangkonstruktion die Zugstangen fest.

4.4 Vorgehen zur Durchführung von Bauteilversuchen

Das dynamische Verhalten der Probekörper ist bereits bei deren Entwurf und bei der Versuchsplanung zu berücksichtigen. Die Parameter, über die sich das dynamische Bauteilverhalten auslegen lässt, sind:

- Stützweite bzw. Kragträgerlänge
- Einspanngrad
- Massebelag
- Dämpfung

Über diese Parameter lässt sich Einfluss auf die Zielprüffrequenz nehmen. Basierend auf den am Institut gemachten Erfahrungen wird bei Stahlprobekörpern eine Prüffrequenz von 20 Hz angestrebt. Für dieses Entwurfsziel muss auch die durch innere Materialreibung entstehende Eigenerwärmung des Materials während des Versuchs beachtet werden. Bei Betonproben wird eine Prüffrequenz von 10 Hz - 15 Hz angestrebt. Die einzelnen Tätigkeitsschritte, die zur Realisierung eines Resonanzversuchs und des dazu notwendigen Resonanzversuchsstands notwendig sind, sind in Anhang A zusammengefasst.

4.5 Spannfeld für Resonanzversuchsstände

Am Institut für Massivbau der Leibniz Universität Hannover wurde für die Durchführung von Bauteiluntersuchungen als Resonanzversuche ein Spannfeld geplant und errichtet, das es erlaubt, sehr flexible Bauteilversuche zu realisieren. Dieses Spannfeld hat eine Länge von 16,55 m und eine Breite von 15,60 m (vgl. Abb. 4.3). Auf einer Fläche von 5,15 m mal 15,60 m können im Spannfeldbereich Auflagerkonstruktionen für Resonanzversuche realisiert werden. Auf dem Spannfeld können sowohl Spannschienen als auch Spanntöpfe zur Befestigung von Auflagern und Lastrahmen eingesetzt werden. Die Spannschienen können in vertikaler Richtung eine Maximalzugkraft von 500 kN/m, in Längsrichtung eine Horizontallast von 180 kN/m und eine Horizontallast quer zur Schienenlängsachse von 250 kN/m aufnehmen. Die Spanntöpfe haben eine Maximalzugkraft von 1 MN. Zu beiden Seiten der Mittelachse des Spannfelds sind jeweils vier Öffnungen in den Federkellern vorhanden. Auf dem Spannfeld befindet sich eine 3 m hohe, 2 m tiefe und 5,2 m breite Spannwand zur Befestigung von Bauteilen. In beide Richtungen der Spannwand können Bauteile als eingespannte Kragträger montiert werden. In die Spannwand sind Spannanker ohne Verbund eingebaut, um ein nachträgliches Vorspannen der Wand in vertikaler Richtung zu ermöglichen. Die Festanker befinden sich in der Bodenplatte. Das Anspannen

der Spannstähle erfolgt von der Oberseite der Wand.

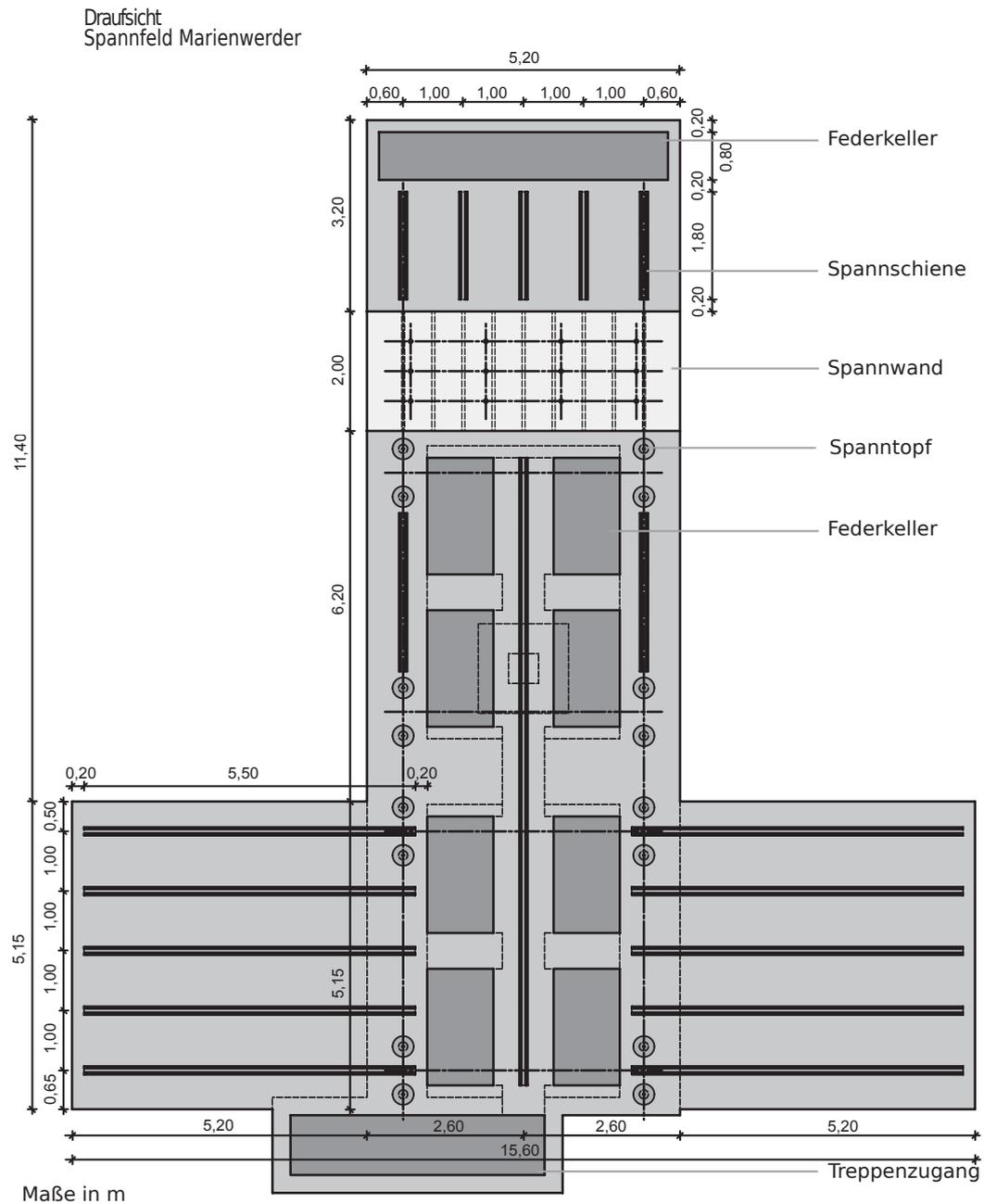


Abbildung 4.3: Spannfeld zur Realisierung von unterschiedlichen Resonanzversuchsständen entsprechend der Erfordernisse des Bauteilversuchs

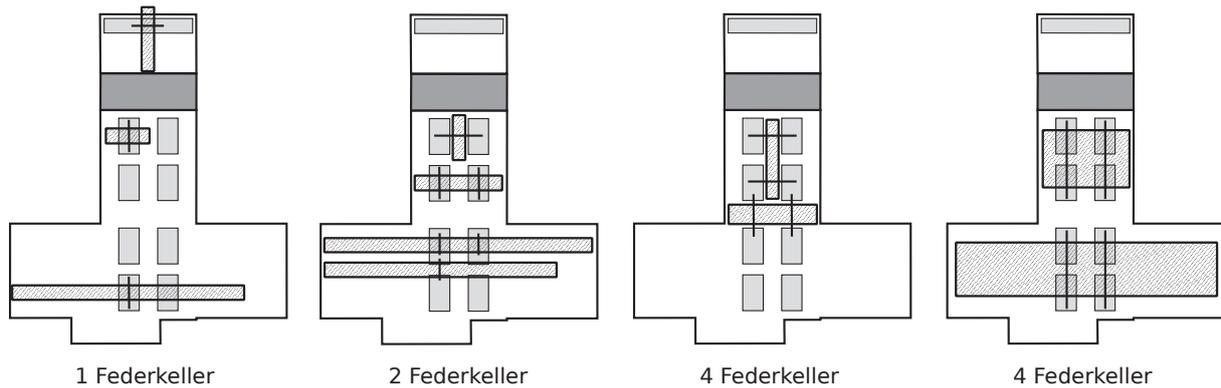


Abbildung 4.4: Probekörperkonfigurationen auf dem Spannfeld unter Nutzung von ein, zwei oder vier Federkellern

Je nach Bauteilgeometrie kann der Versuchsstand an unterschiedlichen Positionen auf dem Spannfeld errichtet werden. Zur Mittellastaufbringung können dabei ein, zwei oder vier Federkeller vorgesehen werden, vgl. Abb. 4.4. Bei geringen Vorspannkräften können Probekörper mit einer Breite von bis zu 1,5 m über einem einzigen Federkeller positioniert werden. Für kurze Probekörper bis 2 m Länge sind alle Federkeller geeignet und für Probekörper bis zu einer Länge von 12 m können die vier Federkeller im unteren Spannfeldbereich verwendet werden. Wird bei einem Versuchsstand eine größere Mittelvorspannung benötigt, kann das Bauteil zwei Federkeller überspannen, in welchen dann Vorspannfedern angeordnet werden. Schmale Probekörper mit einer Breite von bis zu 0,5 m können in der Längsmittelachse des Spannfelds errichtet werden. Bauteile mit bis zu 1,5 m Breite können quer über zwei Federkellern positioniert werden. Da die Vorspannkräfte auch über eine Lasteinleitungsstruktur auf dem Probekörper verteilt werden können, müssen sich die Zugstangen nicht notwendigerweise in Feldmitte befinden, sondern können entlang des Probekörpers angeordnet werden. Es ist damit möglich, Probekörper mit einer Länge von bis zu 18 m auf dem Spannfeld zu positionieren. Die größten Probekörper, die innerhalb der Grenzen des Spannfelds untersucht werden können, benötigen zur Mittellasterzeugung vier Federkeller und haben eine maximale Länge von 18 m bei einer maximalen Breite von 4 m. Sollen Resonanzversuche mit noch größeren Bauteillängen realisiert werden, müssen außerhalb des Spannfelds separate Gründungsstrukturen für die Auflager realisiert werden.

4.6 Systemstruktur eines Resonanzversuchsstands

Um mehrere Resonanzversuchsstände für unterschiedliche Untersuchungsaufgaben zu entwerfen und immer wieder anpassen zu können, sollte eine einheitliche Grundstruktur auf

Ebene der Gerätekomponenten entwickelt werden, die auch die räumliche Zuordnung der Komponenten beinhaltet, vgl. Abb. 4.5. Ein Resonanzversuchsstand besteht aus den folgenden Systembereichen:

- Versuchsstand
- Versuchsleitstand
- Schaltschrank Leistungselektronik
- Netzwerktechnik
- Fernüberwachung

Der Versuchsstand auf dem Spannfeld umfasst den räumlich abgegrenzten Bereich, in dem sich der Probekörper einschließlich der Antriebs- und Messtechnik befindet. Dieser Bereich ist während des Versuchsbetriebs nicht zugänglich und durch flexibel aufstellbare Schutzwände abgegrenzt. Die gesamte, für den Betrieb des Versuchsstand notwendige Regelungstechnik sowie die Messtechnik, die individuell für das jeweilige Experiment ausgewählt wird, sollten sich innerhalb des Versuchsstands bereichs befinden. Ziel dieser Anordnung ist es, die z. T. sehr zahlreichen Messkabel auf einer möglichst kurzen Wegstrecke mit den jeweiligen Messgeräten zu verbinden, um Störeinflüsse zu minimieren. Eine der größten Quellen von Störeinflüssen ist die Leistungselektronik, die aus diesem Grund in einem separaten Schaltschrank abseits des Spannfelds untergebracht wird. Besonders die Messung mit Dehnungsmessstreifen ist empfindlich gegenüber elektromagnetischen Feldern, die sich als Rauschen im Messsignal niederschlagen. Im Versuchsstands bereich sind mehrere Videokameras auf relevante Komponenten wie z. B. den Probekörper, die Auflager und die Vorspannfedern ausgerichtet. Der Betrieb des Versuchsstands und der notwendigen Messtechnik wird von einem Versuchsleitstand aus über einen Mess- und Steuerungsrechner gesteuert. Nur von diesem Versuchsleitstand aus kann der Versuch gestartet werden. Dies geschieht dadurch, dass die Antriebe mit einer Handfernbedienung in Betrieb gesetzt werden. Durch die Möglichkeit der Fernsteuerung des Versuchsstands muss sichergestellt werden, dass eine unbeabsichtigte Inbetriebsetzung des Versuchsstands ausgeschlossen ist. Über die Fernüberwachung kann der laufende Langzeitversuch vom Arbeitsplatz des jeweiligen Versuchsleiters bzw. der jeweiligen Versuchsleiterin überwacht und im Bedarfsfall auch ferngesteuert werden. Dies ist von jedem beliebigen Computer im Netzwerk und bei Bedarf auch über das Internet möglich. Mit den Kameras wird neben dem Videobild auch die Akustik des Versuchsstands überwacht und bei Änderungen im Schalldruckpegel eine Alarmmeldung ausgelöst, die den Versuchsleiter bzw. die Versuchsleiterin auf Schäden am Versuchsstand, beispielsweise gelöste Schrauben, hinweist. Sämtliche Mess-, Regelungs- und Überwachungseinrichtungen sind über eine Netzwerkverbindung an die vorhandene Netzwerkinfrastruktur angeschlossen.

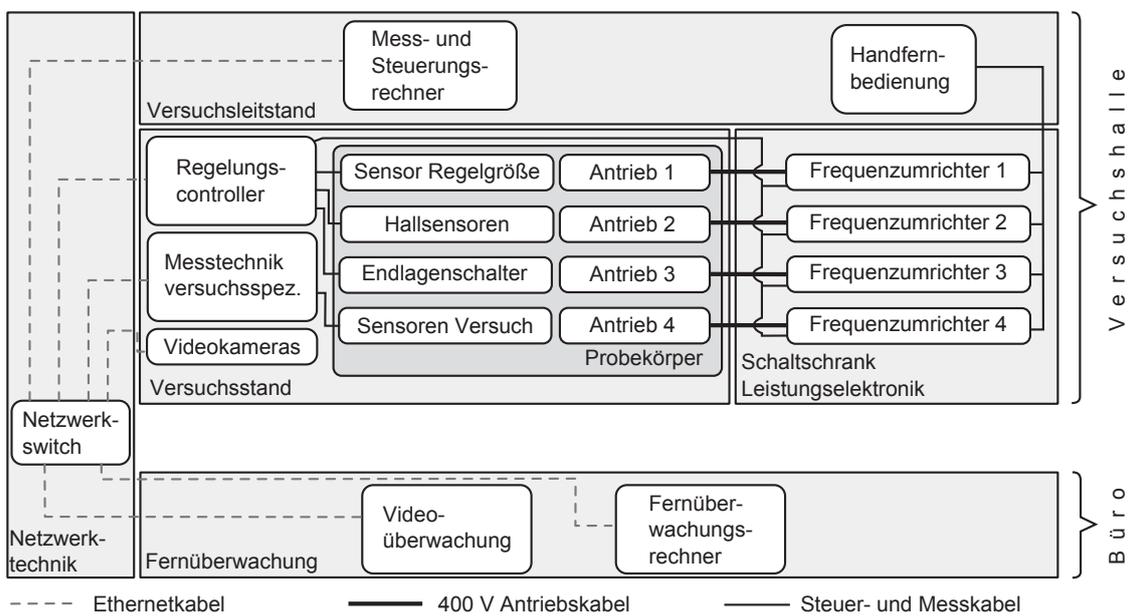


Abbildung 4.5: Systemstruktur, die bei jeder aufgabenspezifischen Realisierung eines Resonanzversuchsstands anzustreben ist (hier für einen Versuchsstand mit vier Unwuchtantrieben)

Kapitel 5

Steuerung und Regelung des Resonanzversuchsstands

5.1 Auswahl der Führungsgrößen

Beim Entwurf eines Ermüdungsversuchs und bei der Planung der Regelung des zugehörigen Versuchsstands muss aufgrund des zu erwartenden Schädigungsmechanismus' festgelegt werden, welche mechanische Größe als Führungs- bzw. Regelgröße verwendet werden soll. Die Änderungen der modalen Bauteilparameter beeinflussen die verschiedenen mechanisch messbaren Größen auf unterschiedliche Weise. Ein im Bauingenieurwesen häufig untersuchtes Material ist Stahlbeton, das z. B. in der Form von Stahlbetonbalken in vielen Konstruktionen eingesetzt wird. Wird ein Stahlbetonbalken in Feldmitte belastet, erhöht sich in Längsrichtung beim Auftreten von Rissen aufgrund der Umlagerung des Zugkraftabtrags die mechanische Spannung des Bewehrungsstahls im Zugbereich. Im sogenannten Zustand I, in dem noch keine Makrorisse vorhanden sind, wird ein Teil der Zugkräfte auch vom Beton getragen. Treten jedoch Risse auf, erfolgt im Zustand II der gesamte Zugkraftabtrag in Balkenlängsrichtung über den Bewehrungsstahl. Bei gleichbleibender Krafteinwirkung, wie beispielweise bei einem kraftgeregelten hydraulischen Ermüdungsversuch, bedeutet dies eine Erhöhung der mittleren Stahlspannung und der Stahlspannungsschwingbreite. Für die Ermüdungsuntersuchung der Bewehrung ist jedoch eine konstante Stahlspannungsschwingbreite relevant, d. h. die Krafteinwirkung muss reduziert werden. Auch in anderen Bauteilkonstruktionen finden während des Versuchs Degradationsprozesse statt, die Veränderungen im Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten des Bauteils nach sich ziehen. In den Versuchsergebnissen, z. B. in den ertragbaren Lastwechselzahlen, spiegelt sich der Einfluss der verwendeten Führungsgröße wieder. Welche Führungsgröße für ein Experiment geeignet ist, wird schwerpunktmäßig von der jeweiligen Fragestellung, für die der Resonanzversuchsstand realisiert wird, bestimmt. Die am häufigsten verwendeten Führungsgrößen sollen im Folgenden diskutiert werden.

5.1.1 Schwingweg des Bauteils

Wird der Probekörper durch eine statische oder dynamische Kraft belastet, erfährt er eine Auslenkung. Gemessen und konstant gehalten wird dabei meist die maximale Durchbiegung eines Biegebalkens in Feldmitte oder die maximale Durchbiegung eines Kragträgers an dessen freiem Ende, entsprechend der Biegelinie. Bei hydraulischen Versuchsanlagen wird in diesem Fall von weggeregelter Betriebsweise gesprochen. Geeignete Aufnehmer sind optische und taktile Distanzaufnehmer, die zur Messung des Schwingwegs als Regelgröße dienen. Dies sind beispielsweise Laserabstandssensoren, die durch Triangulation oder Interferenz den Abstand zwischen Messobjekt und Messbasis bestimmen. Häufig kommen auch Wegtaster zur Anwendung, die auf resistiver oder induktiver Basis den Schwingweg bestimmen. Bei diesen Aufnehmern muss anhand des Frequenzgangs des Aufnehmers geprüft werden, ob diese für Untersuchungen mit hohen Schwingfrequenzen geeignet sind. Eine weitere Möglichkeit der Wegmessung bieten inkrementelle Wegsensoren, die über einen Magnetlesekopf die Relativbewegung eines ferromagnetisch legierten Maßstab bzw. Maßband bestimmen. Durch einen Mehrspaltenlesekopf kann mit dem Magnetmuster auch die absolute Position bestimmt werden. Wie bei allen taktilen Messverfahren muss der Sensor eine ausreichende Zyklenzahl besitzen, die weit oberhalb der Lastwechselzahl der zu untersuchenden Bauteile liegen muss. Aufgrund dieser Einschränkung wird ein berührungsloses Verfahren zur Abstandsmessung empfohlen. Im Gegensatz zum weggeregelten Versuch bei einer hydraulischen Anlage wird beim Resonanzversuchsstand nicht die Auslenkungsposition des Hydraulikzylinders und damit des Probekörpers geregelt, sondern die Schwingwegbreite der Probekörperschwingung. Die mittlere Durchbiegung ergibt sich immer aus dem Eigengewicht des Probekörpers und der Zusatzmassen sowie den Kräften der Federvorspannungen. Die mittlere Durchbiegung hat jedoch keinen Einfluss auf die Regelung.

5.1.2 Schwinggeschwindigkeit des Bauteils

Als Regelgröße kann die Schwinggeschwindigkeit des Biegebauteils direkt mittels Schwinggeschwindigkeitsaufnehmern, sogenannten Geophonen, oder durch Differentiation einer Wegmessung ermittelt werden. Bei einem Geophon handelt es sich um einen Tauchanker-magneten, der beim Eintauchen in eine Spule eine Spannung induziert. Dies entspricht dem Prinzip eines Mikrofons. Da die induzierte Spannung proportional zur Änderungsgeschwindigkeit des von der Spule umfassten magnetischen Felds ist, entspricht diese der Schwinggeschwindigkeit. Der lineare Messbereich liegt oberhalb der Resonanzfrequenz des Sensors. Typische Sensor-Eigenfrequenzen sind 5 Hz – 10 Hz. Mit Frequenzlinearisierung kann auch noch unterhalb der Eigenfrequenz die Schwinggeschwindigkeit ab ca. 3 Hz gemessen werden. Dieser Umstand ist problematisch, da beim Anfahren des Versuchs bis

zum Erreichen der unteren Frequenzgrenze eine zu geringe Schwinggeschwindigkeit gemessen wird, auch wenn die Prüffrequenz oberhalb dieser unteren Frequenzgrenze liegt. Dies kann zu einer Instabilität des System beim Anlauf führen. Es muss daher auf eine möglichst niedrige untere Frequenzgrenze geachtet werden. Relevant ist diese Führungsgröße beispielsweise wenn Einflüsse einer geschwindigkeitsproportionalen Reibung von Interesse sind. Bei der Entwicklung von Systemen zur Schadensfrüherkennung von Windenergieanlagen werden Schwinggeschwindigkeiten als relevante Kenngröße in Betracht gezogen, vgl. [ZRGR07].

5.1.3 Schwingbeschleunigung des Bauteils

Die Schwingbeschleunigung als Regelgröße kann mit verschiedenen Arten von Beschleunigungssensoren gemessen werden. Die gebräuchlichsten Sensortypen sind piezoelektrische und kapazitive Beschleunigungssensoren, Beschleunigungssensoren auf Basis von Dehnungsmessstreifen und Microelectromechanical-System-Beschleunigungssensoren, mit denen die Bauteilbeschleunigung direkt erfasst werden kann. Für alle Arten von Sensoren existieren Ausführungen mit einer niedrigen unteren Frequenzgrenze. Bei Beschleunigungssensoren muss sichergestellt werden, dass die Sensoren im Falle eines Bauteilbruchs nicht durch Überlastung beschädigt werden. Die Grenzbeschleunigungen können bei einigen Sensortypen sehr niedrig sein. Die Platzierung der Beschleunigungssensoren erfolgt in Schwingungsrichtung meist in Feldmitte eines Einfeldträgers oder am Ende eines Tragträgers, um eine konstante Schwingbeschleunigung auch bei sich ändernder Probekörperdynamik zu erreichen. Der quadratische Einfluss der Schwingfrequenz auf das Verhältnis zwischen Schwingweg und Schwingbeschleunigung kann bei solchen Versuchen relevant sein.

5.1.4 Anregende Unwuchtkraft

Aus der Drehzahl der Unwuchtmotoren ergibt sich eine resultierende Unwuchtkraft, mit der der Probekörper angeregt wird. Soll diese anregende Kraft konstant gehalten werden, muss die Drehzahl auch bei einer Änderung der Systemeigenschaften des Schwingungssystems und damit der Rückwirkung auf die Unwuchtmassen möglichst konstant bleiben. Die dynamische Vergrößerungsfunktion beeinflusst nur die Bauteilbeanspruchung und nicht die Anregung. Daher reicht es aus, die Fliehkraft aus dem Winkelversatz der beiden Rotoren und der Drehzahl zu ermitteln. Diese Führungsgröße kann für Versuche verwendet werden, bei denen eine resonante Anregung des Bauteils zu Schädigungen führen kann. Dabei sollen die Anregungskraft und die Anregungsfrequenz unter sich ändernden Eigenfrequenz und Dämpfung konstant gehalten werden.

5.1.5 Auflagerreaktion

Ein häufiger Anwendungsfall ist die Regelung nach der erzeugten dynamischen Kraftschwingbreite, die sich aus der anregenden Fliehkraft und der resonanzbedingten Vergrößerungsfunktion zusammensetzt. Die Kraftschwingbreite kann durch Messung der Reaktionen mit Kraftaufnehmern an den Auflagern des Bauteils bestimmt werden und ist äquivalent zu einer äußeren Last, die auf das Bauteil einwirken würde. Die dynamisch wirkende Kraft ergibt sich aus der Summe der Kräfte aller Auflagerpunkte in Schwingrichtung abzüglich der statisch wirkenden Grundbelastung aus dem Eigengewicht des Probekörpers, dem Gewicht der Zusatzmassen und der Zusatzbelastung durch die Federkäfte. Die Regelung der Auflagerreaktion entspricht der kraftgeregelten Versuchsdurchführung bei hydraulischen Versuchsständen, jedoch wird bei einem Resonanzversuchsstand die Kraftschwingbreite geregelt. Die statische Mittellast wird durch die Zusatzmassen und die Federvorspannung aufgebracht und kann während des Versuchs nicht verändert werden.

5.1.6 Materialdehnung

Bei vielen Bauteiluntersuchungen stellt die Regelung der dynamisch erzeugten Kraft nicht die optimale Kenngröße für die Durchführung von Bauteiluntersuchungen dar, da durch Rissbildung oder Entstehung von Einschnürungen am Probenmaterial Bereiche mit steigender Beanspruchung entstehen. Alternativ kann für solche Untersuchungen eine Regelung nach der Oberflächendehnung bzw. Materialdehnung erfolgen. Im linear-elastischen Bereich entspricht dies einer Regelung der mechanischen Materialspannung. Für die Messung der Dehnung können Dehnungsmessstreifen eingesetzt werden. Diese weisen für nicht-nullpunktbezogene Messungen, wie sie bei Resonanzversuchen durchgeführt werden, sehr gute Messeigenschaften, u. a. hinsichtlich Genauigkeit, Lastwechselbeständigkeit und Frequenzverhalten, auf. Mit induktiven Wegsensoren kann mittels eines Pendelstabs die mittlere Dehnung über einen Bereich der Bauteiloberfläche bestimmt werden. Durch die Regelung wird eine konstante Dehnungsschwingbreite bzw. Spannungsschwingbreite bei sich verändernden Systemeigenschaften realisiert.

5.2 Systemtheoretische Struktur der Regelstrecke

Für die Entwicklung eines mechatronischen Systems ist es notwendig, den Resonanzversuchsstand systemtheoretisch durch seine Einzelkomponenten und deren Wirkungszusammenhänge zu modellieren. Diese Modellierung erfolgt als Blockschaltbild, s. Abb. 5.1. In diese Beschreibung fließen alle elektrischen, mechanischen, messtechnischen und informationstechnischen Aspekte ein, die für die Darstellung des Gesamtsystems notwendig sind. Die funktionelle Kernkomponente des resonanzbasierten Bauteilprüfstands ist der Prüf-

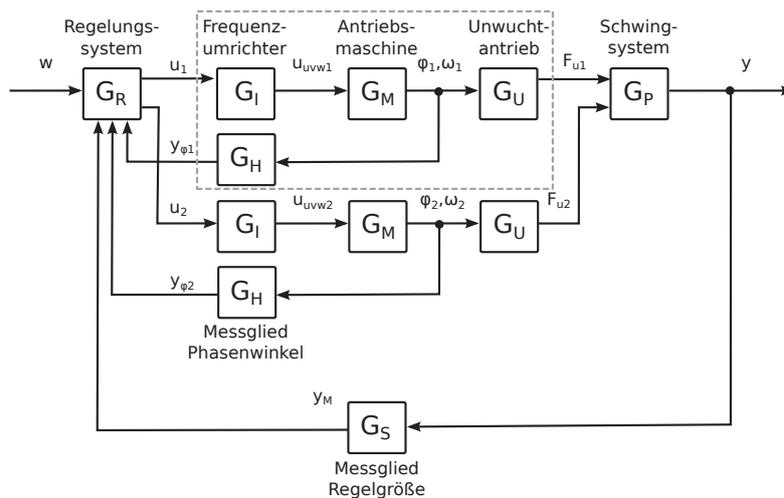


Abbildung 5.1: Systemtheoretische Struktur der Resonanzprüfmaschine zur Bauteiluntersuchung bei Einsatz von zwei Unwuchtantrieben

körper selbst, bei dessen Auslegung als schwingungsfähiges Bauteil die spätere Schwingungsdynamik des Versuchsstands festgelegt wird. Daher wird das dynamische Verhalten des Bauteils im regelungstechnischen Blockschaltbild des Versuchsstands (vgl. Abb. 5.1) mit einbezogen; es wird als G_P bezeichnet. Das System ist zeitvariant, da sich das Systemverhalten im Verlauf des Versuchs verändert. Die Ausgangsgröße soll nicht spezifisch festgelegt sein. Das Schwingungssystem G_P wird durch die vom Unwuchtantrieb erzeugte Kraft F_u angeregt. Das Übertragungsverhalten des Unwuchtantriebs wird durch G_U beschrieben und ist nichtlinear, vgl. Abschnitt 3.4. Die Eingangsgröße des Unwuchtantriebs ist die Winkelgeschwindigkeit, mit der der Antrieb die Unwuchten rotieren lässt. Die elektrische Antriebmaschine ist eine Drehfeldmaschine, deren dynamisches Verhalten mit G_M beschrieben wird. Diese Drehfeldmaschine wird durch einen Frequenzumrichter G_I gespeist. Die Eingangsgrößen der Antriebmaschine sind die drei Strangspannungen. Der Frequenzumrichter als Stellglied erhält als Eingangssignal vom Regelungssystem ein analoges Spannungssignal u als Sollwert, welches das Eingangssignal auf Grundlage der rückgeführten Messgröße berechnet. Die Dynamik des Messglieds wird mit G_S beschrieben. Zusätzlich wird der Rotationswinkel φ der Antriebmaschine über einen Positionssensor G_H bestimmt und an das Regelungssystem rückgeführt. Der Sollwert w der eigentlichen Führungsgröße wird in der Bediensoftware des Versuchsstands durch den Benutzer vorgegeben. Diesen Sollwert versucht das Regelungssystem G_R durch entsprechende Steuersignale u zu realisieren.

Soll das Bauteil stärker angeregt werden, können alle Teilkomponenten, Frequenzumrichter, Antriebmaschinen und Unwuchtantriebe größer dimensioniert werden. Es besteht aber auch noch die Möglichkeit, die Anzahl der Unwuchtantriebe und damit auch die anregende Kraft zu vervielfachen. Um einen Resonanzversuchsstand mit vier Unwuchtan-

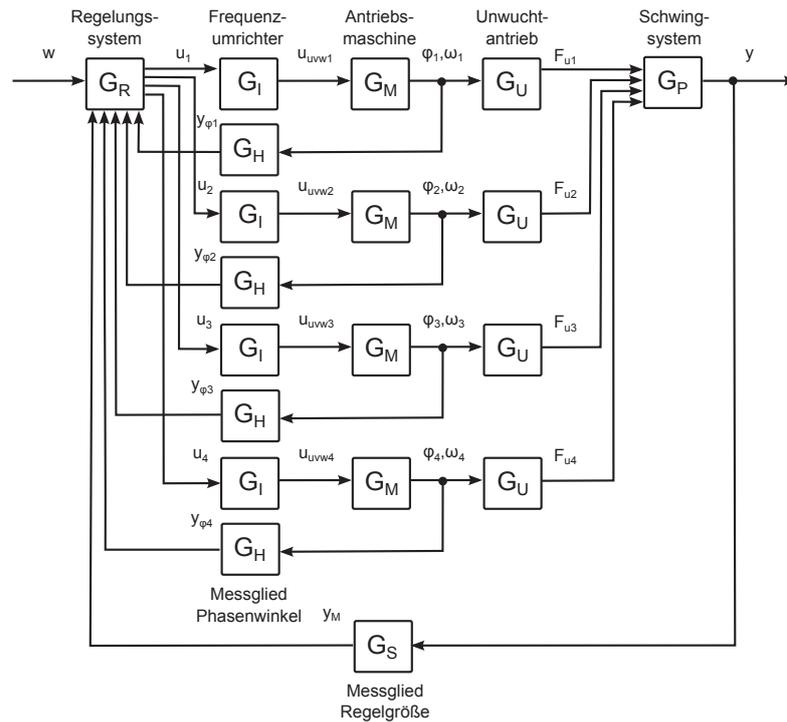


Abbildung 5.2: Systemtheoretische Struktur der Resonanzprüfmaschine zur Bauteiluntersuchung bei Einsatz von vier Unwuchtantrieben

trieben zu realisieren, kann die Regelstrecke um zwei Antriebseinheiten erweitert werden, die zusätzlich vom Regelsystem angesteuert werden müssen und deren Phasenwinkel getrennt gemessen werden, vgl. Abb. 5.2.

5.3 Reglerentwurf

5.3.1 Anforderungen an die Regelung

An die Regelgüte für den Resonanzversuchsstand werden hohe Anforderungen gestellt, damit zuverlässige und reproduzierbare Versuchsergebnisse erhalten werden. Die Regelung für eine Prüfmaschine zur Durchführung von Schwingfestigkeitsuntersuchungen soll nach [DIN16] in der Lage sein, die Lastamplitude und die Mittellast während des Versuchs konstant zu halten. Dabei müssen die Änderungen der Steifigkeit des Probekörpers und des Resonanzversuchsstands ausgeglichen werden und dürfen nicht zu einem Abfallen oder Ansteigen der Lastgrößen führen. Der Anlaufvorgang des Resonanzversuchs soll möglichst schnell erfolgen, um in kürzestmöglicher Zeit einen stabilen Prüflauf zu erreichen. Lastwechsel vor dem Erreichen der Solllastschwingbreite werden bei Schwingfestigkeitsversuchen bei der Bestimmung der Gesamtschwingspielzahl ignoriert. Der Versuchsstand soll die Solllastschwingbreite mit einer konstanten Laststeigerungsrate anfahren. Beim Anlaufvorgang ist ein Überschwingen der Prüflast über die Soll-Lastamplitude um mehr

als 3 % zu vermeiden und im stabilen Betrieb darf der Sollwert von Ober- und Unterlast höchstens um 3 % der Lastamplitude bzw. 1,5 % der Lastschwingbreite über- oder unterschritten werden. Beim Erreichen einer Abbruchbedingung, z. B. wenn definierte Grenzwerte der Lastschwingbreite, Ober- und Unterlast des Versuchs über- oder unterschritten werden, müssen die Unwuchtantriebe definiert und weiterhin synchronisiert heruntergefahren werden.

5.3.2 Regelung der Phasensynchronisation

Um eine gerichtete Kraft durch mehrere Unwuchtantriebe zu realisieren, müssen diese mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit rotieren. Zusätzlich müssen sich die Rotorwinkel so einstellen, dass sie zu jedem Zeitpunkt in Schwingungsrichtung an der gleichen Winkelposition stehen wie in der entgegengesetzten Drehrichtung. In einigen, auch zum Teil unerwünschten Fällen (z. B. bei Fundamentalschwingungen von Textilmaschinen) tritt diese Selbstsynchronisation bei unwuchtigen Rotoren auf. Die Theorie der Selbstsynchronisation wurde von Blechman [Ble71] und Sperling [Spe66] untersucht. Für den Resonanzfall hängt eine stabile Selbstsynchronisation von unterschiedlichen Einflüssen ab. Prinzipiell wird die Selbstsynchronisation durch eine hohe Winkelgeschwindigkeit und eine große Unwucht begünstigt. Nach [Spe94] zeigt sich, dass jedoch nur im Bereich unterhalb der Resonanzfrequenz des Probekörpers eine Selbstsynchronisation auftritt, bei der sich eine Rotorwinkeldifferenz $\Delta\varphi = 0$ einstellt. Bei Betrieb oberhalb der Resonanzfrequenz tritt eine Selbstsynchronisation auf, bei der sich eine Rotorwinkeldifferenz $\Delta\varphi = \pi$ einstellt. Dies bedeutet, dass der Probekörper nicht angeregt wird, da sich die Kraftkomponenten in Richtung der Schwingung aufheben und die Kraftkomponenten senkrecht zur Schwingungsrichtung komplett durch die Führung oder Auflager aufgenommen werden. Im Resonanzbereich lässt sich das Synchronisationsverhalten nicht zuverlässig bestimmen, da insbesondere das dynamische Verhalten des Antriebs, Differenzen in den Lagerreibungskräften der Rotoren und Herstellungstoleranzen einen Einfluss auf die Selbstsynchronisation haben, vgl. Abschnitt 6.8.3.

Eine Zwangssynchronisation kann über eine Zahnradkopplung oder Riemenkopplung erreicht werden, welche jedoch unter Vibrationsbeanspruchung einen hohen Verschleiß aufweisen. Dieses Prinzip wird bei Richterregern eingesetzt. Für die Erzeugung einer stabilen Schwingung mit mehreren, nicht zwangssynchronisierten Antrieben ist eine elektrische Synchronisation der Unwuchtantriebe notwendig. Dazu muss der Winkelversatz $\Delta\varphi$ zwischen den einzelnen Unwuchtantrieben ebenfalls geregelt werden, indem die Rotorwinkel der Antriebe dem Rotorwinkel eines Hauptantriebs angepasst werden. Die Rotorposition und die Rotorgeschwindigkeit aller beteiligten Antriebsmaschinen müssen dafür bestimmt werden.

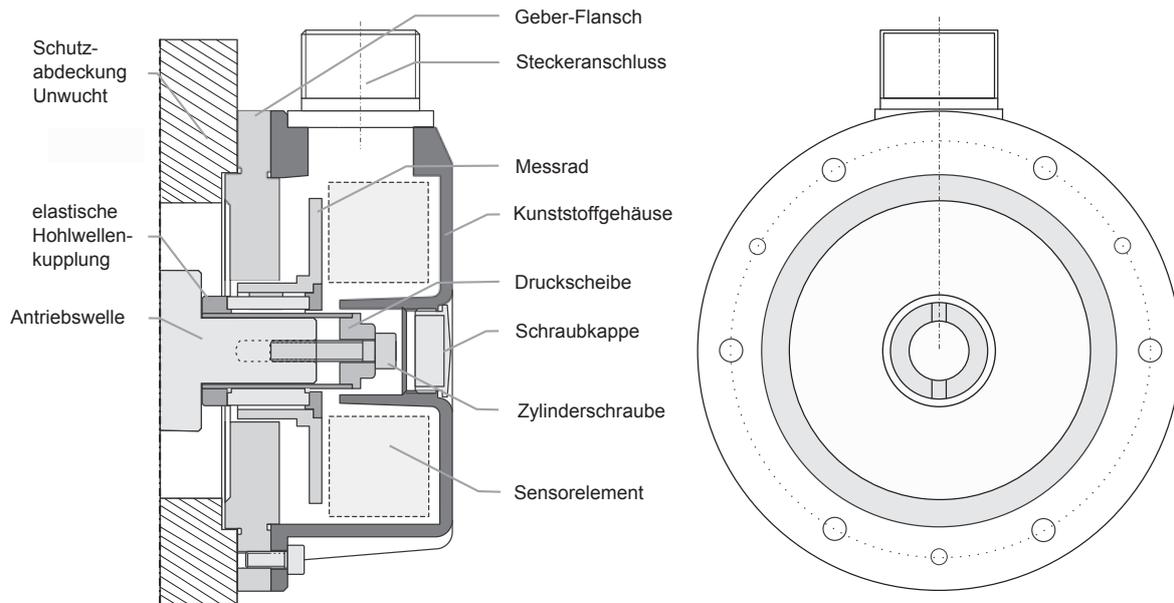


Abbildung 5.3: Industrieller Drehgeber für einen Unwuchtantrieb, nach [Net08]

Für diesen Zweck haben sich hochgenaue Drehwinkelnehmer etabliert, die nach dem inkrementellen Messprinzip arbeiten. Diese Drehgeber können eine Umdrehung in typischerweise 900 Zählimpulse (möglich sind bis zu 14 000 Zählimpulse) auflösen und werden von den Herstellern der Unwuchtantriebe industriell eingesetzt. Ein solches industrielles System ist in Abb. 5.3 abgebildet.

Diese hochgenauen Messsysteme sind jedoch sehr kostenintensiv. Ihr Anteil an den Beschaffungskosten des elektrischen Antriebs kann bis zu zwei Drittel betragen, vgl. [Per07]. Unwuchtantriebe mit Drehgeber sind Sonderanfertigungen. Um einen Unwuchtantrieb umzurüsten, muss die Antriebswelle verlängert werden, damit der Drehgeber am Wellenende montiert werden kann. Der Drehgeber selbst ist an der Schutzabdeckung der Unwuchtmasse befestigt. Dies ist beim ordinären Einsatzgebiet dieser Antriebe auch unproblematisch, da die Unwuchteinstellung nur einmal eingestellt und selten angepasst werden muss. Beim Einsatzzweck des Unwuchtantriebs für einen Resonanzversuchsstand zeigt sich, dass häufiges Entfernen und Aufsetzen des Drehgebers beim Verstellen der Unwuchteinstellungen einen hohen Arbeitsaufwand erfordert und der Drehgeber durch Verkanten der Hohlwellenkupplung leicht beschädigt wird. Durch den Drehgeber wird das Bauvolumen des Antriebs vergrößert, was ihn in der Regel empfindlich macht bezüglich der hohen Beschleunigungen der permanenten Schwingbeanspruchungen.

Die Komplexität der Positionsrückführung muss für den Anwendungsfall der Synchronisation von Unwuchtantrieben deutlich reduziert werden. Dazu muss hinterfragt werden, welche Messgrößen erfasst werden müssen und welche Anforderungen hinsichtlich deren Genauigkeit, Auflösung, Zuverlässigkeit und Abtastrate zu stellen sind. Bei dem realisierten Versuchsstandskonzept findet ein magnetischer Positionsgeber Anwendung. Die-

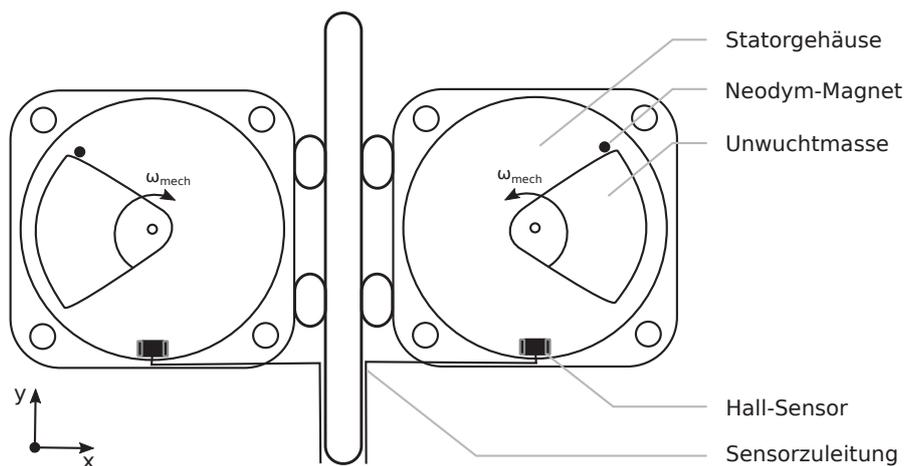


Abbildung 5.4: Robuste Rotorpositionsbestimmung von Unwuchtantrieben durch Hall-Sensoren bei deren Anwendung in Resonanzversuchsständen

ser lässt sich mit einem Hall-Sensor realisieren. Dieser Sensor registriert die magnetische Flussdichte eines Permanentmagneten (z. B. Neodym) und schaltet ab einer definierten magnetischen Flussdichte einen Transistor ein, der als digitaler Schalter fungiert. Durch einen Hysteresebereich wird ein undefinierter Schaltzustand, also ein eventuelles mehrfaches Hin- und Herschalten bei Annäherung des Magnets, verhindert. Der Hall-Sensor ist höchst robust und extrem kostengünstig und könnte damit serienmäßig als Standardbauteil in Unwuchtantrieben eingebaut werden. Als geeignete Positionen kommen dabei die Bereiche der umlaufenden Wellenenden und der Unwuchtscheiben am Maschinengehäuse in Frage. Für die prototypische Umsetzung war der Sensor in den Gehäuseabdeckungen der Unwuchtscheiben oder am Statorgehäuse positioniert. Die Magnetscheibe kann damit auf der Rotorwelle oder als Einzelmagnet auf der Unwuchtscheibe sitzen, vgl. Abb. 5.4. Bei jeder Rotorumdrehung bewegt sich der Magnetbereich am Sensor vorbei. Solange sich dabei der Magnet vor dem Sensor befindet und dadurch die Grenzflussdichte überschritten wird, ist der Transistor eingeschaltet. Zur Synchronisation der Rotorlagen mehrerer Antriebe bei deren Anwendung in einer Resonanzprüfmaschine muss die Rotorlage als relative Position zu einem Hauptantrieb ermittelt werden. Der Aufnehmer muss sowohl permanenten Vibrationsschwingungen als auch den beim Bruch des Probekörpers auftretenden Stoßeinwirkungen standhalten. Hinsichtlich der Abtastrate, d. h. der Anzahl der Positionsbestimmungen pro Zeiteinheit, werden nur geringe Ansprüche erhoben, da die Synchronisation im Bereich des statischen und quasi-statischen Betriebs stattfindet und keine hochdynamischen transienten Beschleunigungen oder Drehmomentsprünge auftreten. Die Bestimmung der Winkeldifferenz muss jedoch hochgenau und sehr zuverlässig erfolgen. Ein Ausfall der Positionsbestimmung kann zur Zerstörung des Probekörpers und des Prüfstands führen.

Bei jeder Umdrehung der Unwucht werden so der exakte Zeitpunkt an dem sich die

Unwuchtscheibe an der bekannten Position des Sensors befindet und die durchschnittliche Winkelgeschwindigkeit pro Umdrehung bestimmt. Für eine exakte Synchronisation mehrerer Antriebe auf einen konstanten Winkelversatz $\Delta\varphi$ ist es ausreichend, die Differenz zwischen den Antrieben zu bestimmen. Die Winkelgeschwindigkeiten innerhalb einer Umdrehung, die von einem Drehgeber mit hoher Impulszahl bestimmt werden, sind nicht relevant. Dieses einfache und robuste Messsystem erfüllt die Anforderungen für die Realisierung einer Resonanzprüfmaschine.

Um die exakte Phasendifferenz von jeweils zwei Antrieben bestimmen zu können, kann das Konzept eines Zustandsautomaten benutzt werden. Dieser Zustandsautomat ist in einer logischen Hardwareschaltung, z. B. einem Field Programmable Gate Array (FPGA), implementiert. Es wird davon ausgegangen, dass die Drehrichtung der Motoren festgelegt ist. Bei einem Zustandsautomaten handelt es sich um eine Menge von Zuständen S , die ausgehend von einem festgelegten Startzustand $s_0 \in S$ in Abhängigkeit von einer Eingabe entsprechend den Übergangsregeln δ in einen anderen Zustand übergehen und dabei eine Ausgabe tätigen bzw. im vorliegenden Fall eine Aktion ausführen. Dabei wird zwischen Moore- und Mealyautomaten unterschieden, die sich jedoch äquivalent ineinander umformen lassen. Als Eingabe für den Moore-Automaten wird das Tupel der Sensorzustände der beiden Antriebe verwendet. Befindet sich der Magnet im Einflussbereich des Sensors, wird dieser Zustand mit TRUE (T) beschrieben, andernfalls mit FALSE (F). Aus dem Kreuzprodukt der Sensorzustände für zwei Sensoren ergeben sich die vier Tupel $\Sigma = \{(F, F), (T, F), (F, T), (T, T)\}$ als Eingabealphabet Σ . Die Menge der Ausgabeaktionen Γ wird durch die Ausgabefunktion γ bestimmt.

Zur Realisierung der Phasensynchronisation wird ein Zustandsautomat verwendet, der acht Zustände $S = \{00, 01, 02, 03, 04, 05, 12, 13\}$ besitzt. Die Übergangsregeln δ sind gemäß Abb. 5.5 definiert. Die einzelnen Ausgabeaktionen $\Gamma = \{P = Count, Count = 0, Count ++, keineAktion\}$ besitzen die in Tab. 5.1 angegebenen Bedeutungen.

Tabelle 5.1: Bedeutung der Ausgabeaktionen des Zustandsautomaten zur Phasensynchronisation

Nr.	Aktion γ	Beschreibung
1	P=Count	Die Phasendifferenz P auf den ermittelten Endwert von Count setzen und ausgeben
2	Count=0	Die temporär ermittelte Phasendifferenz Count auf Count=0 setzen
3	Count++	Die temporäre Phasendifferenz um eine Einheit erhöhen
4	keine Aktion	Keine Veränderungen oder Ausgaben durchführen

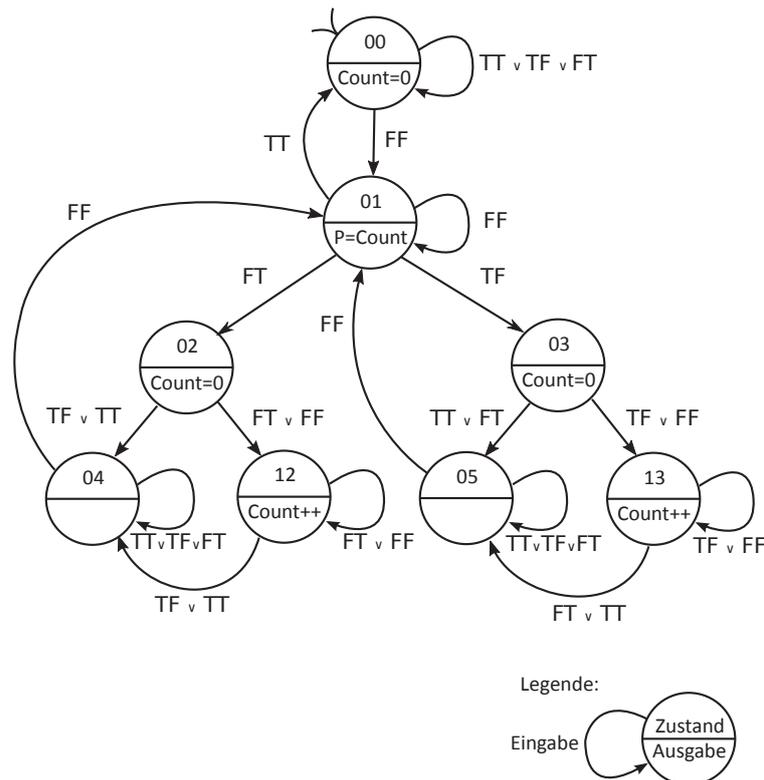


Abbildung 5.5: Zustandsautomat zur Realisierung einer robusten Bestimmung der Phasendifferenz von zwei Unwuchtantrieben

Um das zeitliche Verhalten durch einen Zustandsautomaten modellieren zu können, erfolgt der Zustandsübergang immer zu einem festgelegten Takt. Bei jedem Takt wird ein Eingabesymbol eingelesen und es findet ein Zustandsübergang statt. Eine typische Taktgeschwindigkeit bei einem FPGA kann beispielsweise 40 MHz sein. Im Gegensatz zu einer Central Processing Unit (CPU) werden alle Teilberechnungen innerhalb eines Takts ausgeführt und die exakte Einhaltung der Taktgeschwindigkeit, abgesehen von einem geringen Jitter, ist sichergestellt.

Der Startzustand ist der Zustand 00, in dem die Variable *Count* vorinitialisiert wird und ein synchroner Lauf der Antriebe angenommen wird. Der Folgezustand 01 kann nur durch das Eingabesymbol (F, F) bzw. FF erreicht werden, also nur wenn sich bei beiden Antrieben kein Magnet im Einflussbereich befindet. Dies ist immer die Ausgangssituation bei der Bestimmung der Phasendifferenz. Es gibt drei Möglichkeiten, aus diesem Zustand in einen anderen zu wechseln. Wenn die Antriebe bereits exakt synchron laufen, werden beide Magnete zum exakt gleichen Takt in den Einflussbereich des Sensors gelangen und es erfolgt der Übergang in den Zustand 00. In den anderen beiden Fällen wird durch den zuerst in den Einflussbereich eintretenden Magneten bestimmt, ob Zustand 02 oder Zustand 03 angenommen wird. Ab diesem Zeitpunkt wird die Variable *Count* im Zustand 12 bzw. Zustand 13 inkrementiert und damit die zeitliche Phasendifferenz bestimmt. Erst

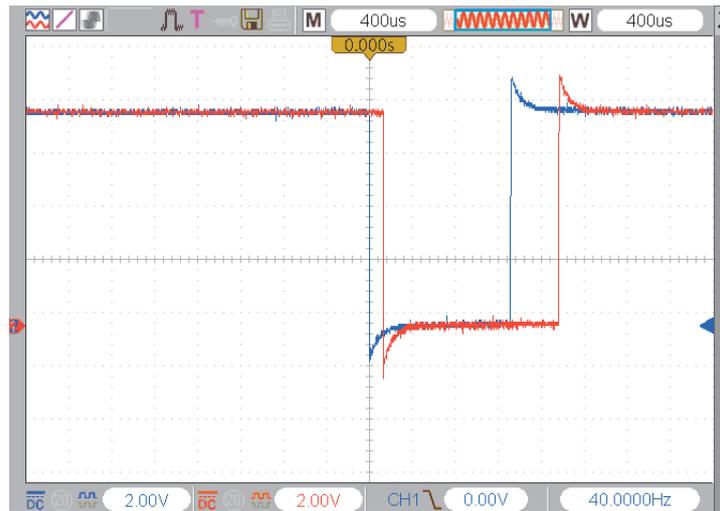


Abbildung 5.6: Schaltverhalten der zwei Positionsgeber von elektrisch synchronisierten Unwuchtantrieben. Fallende Flanken stellen das Eintreten der Magneten in die Erfassungsbereiche der beiden Sensoren dar.

wenn der zweite Sensor den Magneten registriert, wird der jeweilige Zustand wieder verlassen und der Zustand 04 bzw. Zustand 05 erreicht. Diese Zustände sind notwendig, um sicherzustellen, dass die Ausgangssituation für den Übergang in den Zustand 01 erreicht ist, also dass sich keine Magnete im Einflussbereich der Sensoren beider Antriebe befindet. Dieses Vorgehen ist notwendig, weil sich die Magneten immer über einen nicht vernachlässigbar kleinen Winkelbereich im Einflussbereich des Sensors aufhalten und zur exakten Bestimmung der Phasensynchronisation immer dann ein Zustandsübergang erfolgen soll, wenn von den Sensoren durch Eintritt des Magneten eine Schaltflanke registriert wird. Dies ist im Zustandsautomaten daran zu erkennen, dass die Eingangssymbole zum Erreichen des Zustands den Zustandsautomaten immer im jeweiligen Zustand verharren lassen (außer in den Zuständen 02 und 03). Beim Erreichen des Zustands 01 wird die ermittelte zeitliche Differenz der beiden Rotoren ausgegeben. Durch die zusätzliche Bestimmung der Umlaufdauern der Unwuchtscheiben kann der Winkel $\Delta\varphi$ berechnet werden. Die zeitliche Auflösung dieser Messung ist von der Rotationsgeschwindigkeit abhängig. Mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit kann die Phasendifferenz häufiger bestimmt werden. Bezogen auf die Rotationsgeschwindigkeit ergibt sich jedoch eine konstante Messrate von einer Messung pro Umdrehung. Zur Synchronisation der Antriebe lässt sich ein linearer PI-Regler auslegen, der die Drehzahl eines Antriebs in Abhängigkeit von der Winkeldifferenz $\Delta\varphi$ ab einer definierten Mindestgeschwindigkeit von beispielsweise 2 Hz innerhalb eines definierten Drehzahlrahmens von ± 1 Hz vergrößert oder verkleinert. Die maximal zulässige Drehfrequenzabweichung zwischen beiden Antrieben ist dabei ebenfalls begrenzt. Beim Betrieb der Phasensynchronisation (Abb. 5.6) zeigt sich, dass die Unwuchtantriebe synchron laufen. Dies wurde über kurzbelichtete Fotoaufnahmen von beiden rotierenden

Unwuchtscheiben bestätigt. Die gemessene Verweildauer des Magneten vor dem Positiongeber ist bei den beiden Antrieben montagebedingt unterschiedlich, dies hat jedoch keinen Einfluss, da nur die fallende Schaltflanke für die Bestimmung der Winkeldifferenz relevant ist.

5.4 Regelung der dynamischen Kraft

Für jeden Entwurf eines Bauteilversuchs gibt es andere Anforderungen an den Regelkreis. Auf mögliche Führungsgrößen wurde in Abschnitten 5.1.1 bis 5.1.6 eingegangen. Da der Probekörper selbst ein Teil des jeweilig realisierten Versuchsstandaufbaus ist, können keine festen Annahmen zu den Regelgrößen getroffen werden. In vielen Fällen kann an der für die Bauteiluntersuchung relevanten Messposition keine Messung durchgeführt werden und es muss durch Veränderung der Sensorposition unter Anwendung eines Übertragungsmodells auf die gewünschte Regelgröße geschlossen werden. Für die Auslegung einer stabilen Regelung ist die Kenntnis der Regelgröße und deren dynamischen Verhaltens im System notwendig. Als flexibler Ansatz zum Realisieren einer Regelung, die einfach auf beliebige Führungsgrößen konfiguriert werden kann, wird als generalisierte Regelgröße die durch den Schwingungsantrieb erzeugte dynamische Kraft F_{dyn} verwendet, vgl. Abb. 5.7. Für jede Realisierung eines Versuchsstands kann ein Modell für die Übertragung von der gewünschten Regelgröße auf die dynamische Kraft aufgestellt werden. Solange dieses Übertragungsmodell linear ist und hinreichend genau und stabil angegeben werden kann, können beliebige Regelgrößen zur Versuchsregelung eingesetzt werden, ohne strukturelle Änderungen an der Regelung vornehmen zu müssen. Für diese Führungsgröße wird der Regler so ausgelegt, dass verschiedene Entwurfskriterien (s. Abschnitt 5.3.1) erfüllt werden. Das wichtigste Kriterium ist die Stabilität des geschlossenen Regelkreises. Wird die ursprüngliche Führungsgröße durch eine andere ersetzt, weil das geplante Experiment dies erfordert oder ändert sich das Schwingungssystem in seinem dynamischen Verhalten, weil der Probekörper in Geometrie und Material verändert wird, kann der Regelkreis instabil werden. Durch einfach zu bestimmende Parameter des jeweils realisierten Versuchsaufbaus ist eine stabile Führungsgrößenregelung ohne Änderung der Regelparameter und der Regelstruktur möglich. Als Regler soll dabei ein linearer Regler eingesetzt werden. Da sich alle Versuchsstandsrealisierungen als Einmassenschwinger beschreiben lassen, ist das nichtlineare Übertragungsverhalten zwischen der Drehfrequenz der Anregung und der dynamisch erzeugten Kraft für den Bereich der Eigenfrequenz, mit der das Bauteil angeregt werden soll, gut beschreibbar mittels der folgenden Parameter:

- Dämpfung D
- Eigenkreisfrequenz ω_0

- Unwuchtmoment M_U

Zur Beschreibung dient die Vergrößerungsfunktion der Unwuchtanregung (s. Abschnitt 3.3). Aus der partikulären Lösung in Gl. (3.35) lässt sich die erzeugte dynamische Kraft pro Unwuchtantrieb errechnen:

$$F_{dyn} = k^* \cdot x(t) = \frac{m_u e \cdot \omega_{mech}^2}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + 4D^2 \left(\frac{\omega_{mech}}{\omega_0}\right)^2}} \quad (5.1)$$

Entsprechend der Anzahl der Unwuchtantriebe n_u ergibt sich die Kraftschwingbreite ΔF als Spitze-Spitze-Wert (engl. peak-to-peak amplitude) gemäß Gl. (5.2).

$$\Delta F = 2 \cdot n_u F_{dyn} \quad (5.2)$$

Dieses statische Übertragungsverhalten lässt sich nach der mechanischen Kreisfrequenz auflösen. Damit kann aus der notwendigen dynamischen Kraft die Winkelgeschwindigkeit für die Unwuchtantriebe bestimmt werden. Es ergeben sich vier Lösungen: für positive und negative Winkelgeschwindigkeiten und jeweils oberhalb und unterhalb der Resonanzfrequenz. Ein negativer Wert für eine Winkelgeschwindigkeit entspricht einer Umkehrung der Drehrichtung. Die Lösungen der Gleichung nach ω_{mech} für eine gegebene Kraftschwingbreite ΔF sind:

$$(\omega_{mech1,2})^2 = \frac{\Delta F \omega_0^2}{(2n_u m_u e \omega_0^2)^2 - (\Delta F)^2} \cdot \dots \cdot \left((2D^2 - 1) \Delta F \pm 2 \cdot \sqrt{(D^2 \Delta F)^2 - (D \Delta F)^2 + (n_u m_u e \omega_0^2)^2} \right) \quad (5.3)$$

Mit dieser stationären Linearisierung wird das nichtlineare Verhalten zwischen der Stellgröße (Drehzahl) und der generalisierten Führungsgröße (Kraftschwingbreite) durch eine neue, linearisierte Stellgröße beschrieben. Im stationären Fall ist dieses Eingangs-/Ausgangsverhalten nun linear.

Für ein System ohne Dämpfung ($D = 0$) vereinfacht sich Gl. (5.3) zu Gl. (5.4).

$$(\omega_{mech1,2})^2 = \frac{\Delta F \omega_0^2}{2 \cdot n_u m_u e \omega_0^2 \pm \Delta F} \quad (5.4)$$

Als funktionaler Zusammenhang zwischen der Kraftschwingbreite und der Drehfrequenz ergibt sich unterhalb der Resonanzfrequenz eine Wurzelfunktion entsprechend Gl. (5.5).

$$y(x) = \sqrt{\frac{x}{1+x}} \quad (5.5)$$

Mit dieser Gleichung kann das nichtlineare Verhalten des Einmassenschwingers genau genug beschrieben werden, um mit einem linearen Regler eine stabile Regelung in allen Laststufen zu erreichen, auch wenn für die Dämpfung und die Eigenfrequenz nur Werte

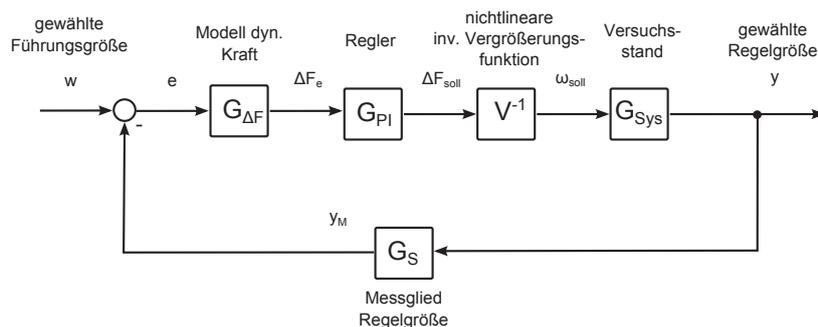


Abbildung 5.7: Regelkreis zur Führungsgrößenregelung mit Linearisierung des Eingangs-/Ausgangsverhaltens

mit einer gewissen Unsicherheit bekannt sind und diese sich etwas ändern können im Versuchsverlauf. Wie in Abb. 5.7 dargestellt, wird je nach gewählter Führungsgröße ein lineares Modell $G_{\Delta F}$ verwendet, um aus der Führungsgröße bzw. deren Abweichung e vom Sollwert die notwendige dynamische Kraftschwingbreite ΔF bzw. die Kraftabweichung ΔF_e zu berechnen. Dieses Modell muss auch die Positionierung der Unwuchtantriebe am Probekörper berücksichtigen. Wenn die Krafteinleitung nicht in Feldmitte erfolgt, muss von den Unwuchtantrieben eine entsprechend größere Kraft erzeugt werden. Für diese Abschätzung reicht es in der Regel aus, die generalisierte Lastfunktion $F(t)$ mit Hilfe einer entsprechend guten Näherung für die Modalform $w_n(x)$ (vgl. Gl. 3.1) mittels Gl. (5.6) aus der durch die Unwuchtantriebe erzeugten an einzelnen Punkten verteilten Last $L(x, t)$ zu ermitteln, vgl. [Ham03].

$$F(t) = \int_0^l L(x, t) \cdot w_n(x) dx \quad (5.6)$$

Diese Regelstrategie beinhaltet keine Anpassung der Regelparameter an die verwendete elektrische Antriebstechnik. Es wird davon ausgegangen, dass das dynamische Verhalten der elektrischen Antriebstechnik, d. h. die Regelung der Winkelgeschwindigkeit der Unwuchtantriebe auf Grundlage der Sollwertvorgabe der Winkelgeschwindigkeit durch die in der Leistungselektronik enthaltenen Regler auch bei unterschiedlichsten Antrieben möglichst optimal realisiert wird. Da dieses Verhalten je nach Antriebsart und interner Regelstrategie der Leistungselektronik unterschiedlich ist, muss durch eine Simulation des Gesamtsystems geprüft werden, ob die Lastschwingbreite im Resonanzversuch die Anforderungen erfüllt und der Versuchsstand realisierbar ist.

Kapitel 6

Simulationsmodelle für Resonanzversuchsstände

6.1 Entwicklung einer Simulationsumgebung: der digitale Zwilling

Bei einem Resonanzversuchsstand handelt es sich um ein hochkomplexes dynamisches System, bei dem sich die einzelnen Teilkomponenten gegenseitig unterschiedlich stark beeinflussen, was zu unerwarteten, nicht überschaubaren Effekten führen kann. Neben dem eigentlichen Probekörper, der als schwingungsfähiges Bauteil das dynamische Systemverhalten maßgeblich bestimmt, muss das Systemverhalten der Leistungselektronik, der Antriebe und des Versuchsstandsfundaments mit betrachtet werden, um eine Gesamtsystembeschreibung des Resonanzversuchsstands zu erhalten. Erst durch die Kombination und das Zusammenwirken dieser Teilkomponenten lassen sich alle Effekte und Interaktionen erkennen.

Bisher wurden die Systemkomponenten in der Regel vom jeweiligen Hersteller einzeln betrachtet und entwickelt. Der Hersteller der elektrischen Antriebstechnik hat Leistungselektronik und elektrische Maschinen entwickelt, die möglichst optimal einem Sollwert folgten, ohne jedoch die konkrete Aufgabenstellung, z. B. die Realisierung einer Resonanzprüfmaschine, des Anwenders zu kennen. Das möglichst optimale Reagieren des Systems auf eine Sollwert-Sprungfunktion ist für den Hersteller das Entwicklungsziel, dass er auch durch Regelungssimulationen belegt hat. An der Grenze zur realen Anwendung entstehen jedoch an vielen Stellen neue Anforderungen und Effekte, die der Hersteller der Systemkomponente nicht absehen kann. Normalerweise wird das dynamische Verhalten von jeder Antriebskomponente einzeln identifiziert, um ein Modell für die jeweilige Komponente zu erhalten. Diese Systemidentifikation für jeden potentiellen elektrischen Antrieb durchführen ist jedoch sehr aufwendig, hinsichtlich messtechnischer Ausstattung

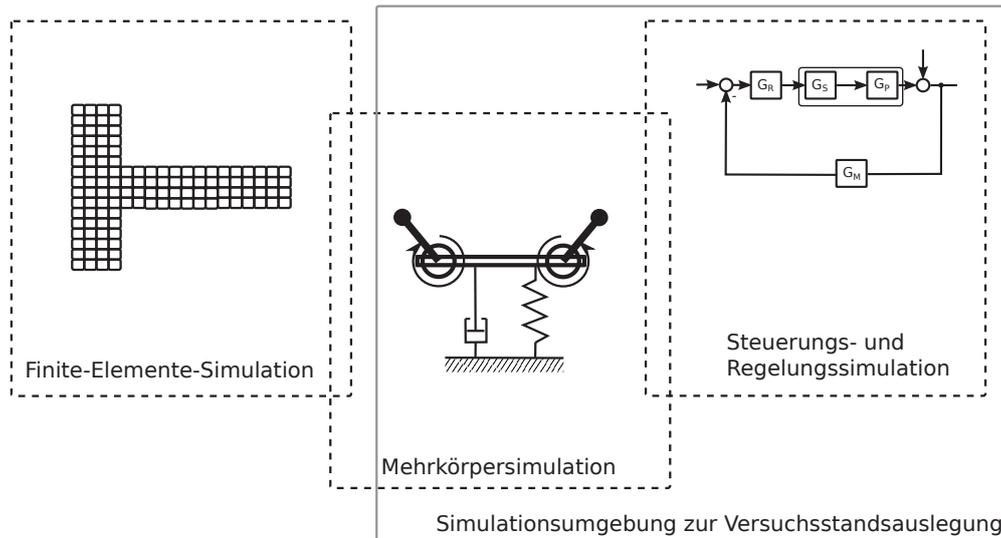


Abbildung 6.1: Kopplung von FE-Simulation, MK-Simulation und Regelungssimulation

und qualifiziertem Personal. Der Auslegungsprozess für Resonanzversuchsständen kann durch die Entwicklung einer Simulationsumgebung, die eine Kombination von regelungstechnischer Simulation und Mehrkörpersimulation ist, so vereinfacht werden, dass diese für jede einzelne Realisierung eines Resonanzversuchsstand wirtschaftlich anwendbar ist. Dies soll als Umsetzungskonzept zur Auslegung von Resonanzversuchsständen für Bauteiluntersuchungen auf Basis einer Mehrdomänen-Simulation erfolgen.

Die Notwendigkeit der Auslegung eines Resonanzversuchs mittels Simulation ergibt sich auch aus den erheblichen finanziellen und personellen Ressourcen, die für die Umsetzung von Großversuchen benötigt werden. Durch eine Simulation lässt sich das Gesamtverhalten überprüfen und mögliche Risiken im Vorfeld erkennen und minimieren. Durch die Simulation können Ergebnisse auf unterschiedlichen Ebenen erhalten werden. Die Simulation kann auf der untersten Stufe die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Versuchs nachweisen. Auf einer mittleren Stufe können Aussagen über die Qualität des Versuchs gemacht werden. Auf der höchsten Stufe kann der gesamte Versuch einschließlich des Probekörpers als virtuelles Experiment simuliert werden. Damit wird die digitale Planung und Simulation essentieller Bestandteil in den unterschiedlichen Phasen des Versuchs: Versuchsplanung, Versuchsdurchführung, Auswertung, Modellbildung und Validierung.

Das Konzept eines originalgetreuen digitalen Abbilds eines realen physischen Systems während Entwicklung und Betrieb wird als „digitaler Zwilling“ bezeichnet und immer dann für komplexe Systeme angewendet, wenn sich diese aus komplexen Teilsystemen modular zusammensetzen. In [BR16] wird der „digitale Zwilling“ als umfassende physikalische und funktionale Modellbeschreibung einer Komponente, eines Produkts oder eines Systems beschrieben, welche mehr oder weniger alle Informationen einschließt, die



Abbildung 6.2: Realisierungskonzept für Resonanzversuchsstände für großmaßstäbliche Bauteiluntersuchungen

in den einzelnen Phasen des Lebenszyklus nützlich sein könnten. Dieses Konzept findet zunehmend bei hoch standardisierten Produktionssystemen und -maschinen Anwendung, da deren Rüst- und Umbauarbeiten mit hohem Aufwand und Risiko verbunden sind. Es ist auch für die Weiterentwicklung von Großprüfständen geeignet, um genauere und effizientere Experimente ausführen zu können. Für jedes Teilsystem gibt es wiederum mehrere Einzelmodelle, die mit den anderen Teilsystemen verknüpft sein können, um das Verhalten unterschiedlicher Bereiche zu beschreiben, wie beispielsweise das dynamische Strukturmodell, Wärmeübergangsmodelle, elektrotechnische Modelle, Beanspruchungsmodelle, Baustoffmodelle und Ermüdungsmodelle, vgl. [TIES11]. Durch die Verknüpfung der Einzelmodelle in der Simulation werden Effekte in der Interaktion sichtbar, die bei getrennter Betrachtung und durch Vereinfachungen nicht erkennbar sind, vgl. [GS12]. Die Einzelmodelle können in unterschiedlichen Detaillierungsgraden und mit unterschiedlichen Ansätzen realisiert sein, von empirischen Modellen über mathematische und physikalische Modelle sowie Kennlinien aus Messdaten bis zu FEM-Modellen. In einem weiteren Schritt können reale Versuchsdaten messtechnisch erfasster Größen des realisierten Versuchsstands in die Simulation einfließen und unvollständige Modellierungsaspekte Berücksichtigung finden. Durch den „digitalen Zwilling“ können für jede Realisierung eines Resonanzversuchsstands auch kleine Abweichungen, z. B. geometrische Toleranzen oder Materialunterschiede, bei der Umsetzung mit berücksichtigt und deren Auswirkungen untersucht werden. Durch eine umfassende messtechnische Ausstattung der realisierten Prüfmaschine lassen sich sowohl versuchsrelevante Messgrößen als auch maschinenrelevante Daten erfassen bzw. nutzen, um den Einfluss der Prüfmaschine auf den Versuchsablauf und den Maschinenzustand zu berücksichtigen. Der „digitale Zwilling“ ist damit eine digitale Kopie der realen Prüfmaschine, die parallel zum realen Experiment ein virtuelles Experiment mit teils simulierten, teils realen Daten durchführt. Das digitale Abbild beschreibt aber auch langzeitliche Veränderungen an der Prüfmaschine und deren eventuelle Einflüsse auf die durchgeführten Einzelversuche. Für jedes experimentelle Vorhaben, bei dem das Ermüdungsverhalten von großen Bauteilen untersucht werden soll, ist es notwendig, einen individuellen, auf das Vorhaben abgestimmten Versuch zu planen. Für großmaßstäbliche Untersuchungen an großen Probekörpern, lässt sich ein Resonanzversuch nicht ohne statische und dyna-

mische Untersuchung des Versuchsstands durchführen. Für die Konstruktion des konkreten Versuchsstands müssen zwangsläufig statische Untersuchungen zur Tragfähigkeit des Versuchsstandsfundaments und des Versuchsaufbaus durchgeführt werden. Damit wird sichergestellt, dass die Versuchslasten nicht zu unbeabsichtigten Schäden führen. Für diese Untersuchungen wird in der Regel eine FEM-Analyse an einem CAD-Modell durchgeführt. An diesem Modell kann gleichzeitig im Vorfeld der Versuchsstandsrealisierung das dynamische Verhalten des Prüfkörpers hinsichtlich der beabsichtigten Schwingungsform und unerwünschten Nebenschwingungen als auch des gesamten Versuchsaufbaus untersucht werden. Durch die modulare Struktur des „digitalen Zwillings“ können einzelne Bestandteile des Prüfstands durch beispielsweise zusätzliche vertikale Zugfedern, zusätzliche Unwuchtantriebe oder Zusatzmassen ergänzt werden.

Zur Modellierung des Gesamtsystems muss dieses in einzelne Teilkomponenten zerlegt werden und Schnittstellen müssen definiert werden, damit eine modulare Austauschbarkeit der Teilkomponenten gegeben ist. Durch die Modularität können Resonanzversuchsstände anhand ausgewählter realer Bauteile, wie beispielsweise der Antriebe, bereits in der Planungsphase in ihrem dynamischen Verhalten simuliert werden. Die Modularität der Modelle erlaubt es auch, unterschiedliche Modellierungsarten und Detailtiefen des Modells im Zeitbereich miteinander zu verknüpfen. Der Probekörper selbst kann so ebenfalls hinsichtlich seines Ermüdungsverhalten mit simuliert werden, wenn Vorkenntnisse und linearisierte Ermüdungsmodelle vorliegen. Um den Einfluss von möglichen Änderungen in der Entwicklungs- und Umsetzungsphase des Großversuchsstands erneut abzuschätzen, sind die Modellparameter definiert und standardisiert. Das systemtheoretische Modell eines resonanzbasierten Großversuchsstands mit Unwuchtantrieb setzt sich aus den folgenden Komponenten zusammen:

- Frequenzumrichter
- Antriebsmaschine
- Unwuchtantrieb
- Schwingungssystem
- Regelung
- Messsystem

Zur Auslegung eines Resonanzversuchsstands wird für jedes dieser Bestandteile wird das physikalische Zeitverhalten durch ein Modell beschrieben. Für jede Teilkomponente existieren unterschiedliche Realisierungsformen, aus denen der Versuchsstand aufgebaut werden kann. Die Teilkomponenten können auf unterschiedliche Weise kombiniert werden und bilden den Versuchsstand als Gesamtsimulation ab, vgl. Abb. 6.3. Durch Wiederverwendung von entwickelten Teilmodellen können der Aufwand für die Erstellung der Simulation und die Fehlerwahrscheinlichkeit reduziert werden. In der Simulationsumgebung sind für die einzelnen Teilmodelle Modelleingangsgröße und Modellausgangsgrößen

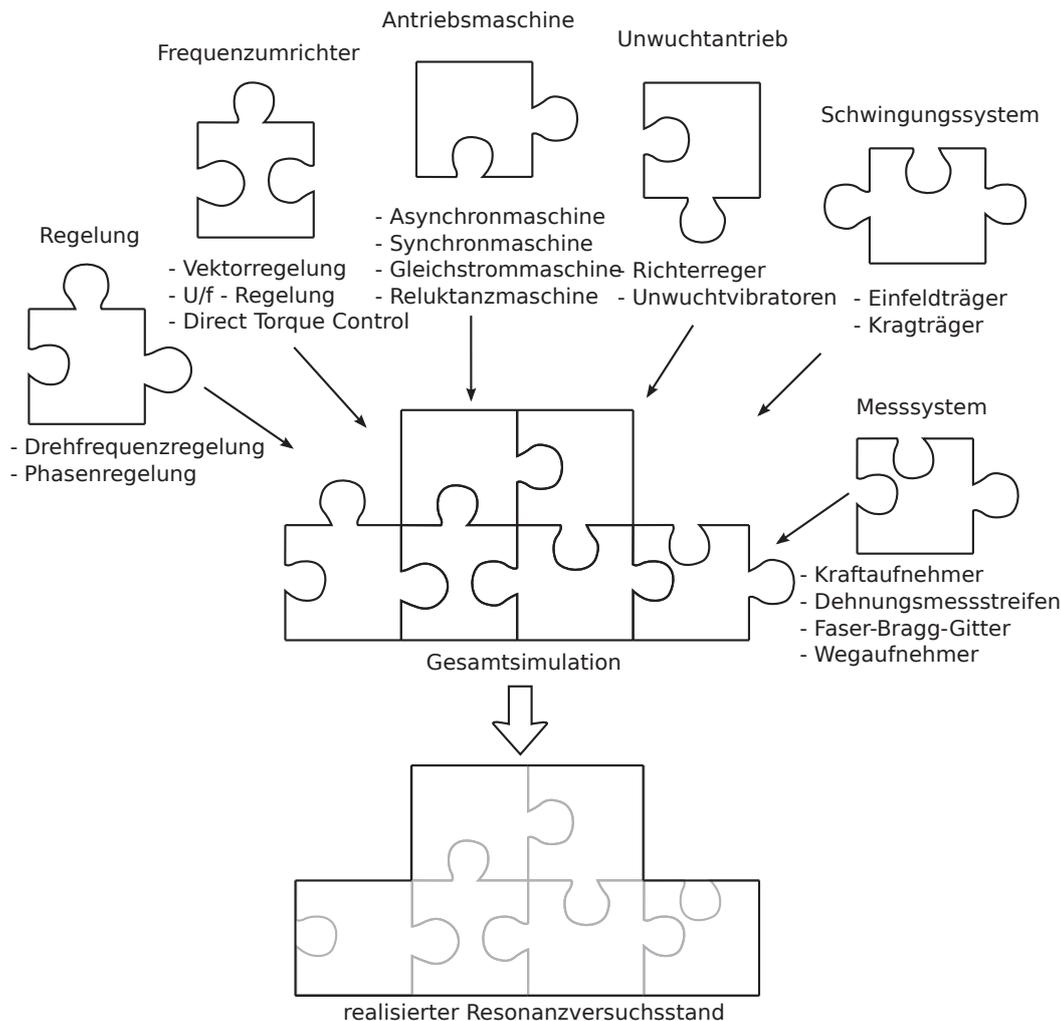


Abbildung 6.3: Bestandteile der Gesamtsimulation mit Beispielen für unterschiedliche Teilkomponenten

festgelegt. Durch Parameter lassen sich Teilmodelle an die konkreten Systemkomponenten anpassen. Im Folgenden werden die einzelnen Teilmodelle beschrieben, so wie sie in der Simulationsumgebung für Resonanzversuchsstände verwendet werden.

6.2 Frequenzumrichter

Das Teilmodell für die Simulation der Frequenzumrichter beschreibt, wie die Leistungselektronik die Antriebe ansteuert. Für jeden Unwuchtantrieb wird ein einzelner Frequenzumrichter benötigt und damit auch simuliert. Die Simulation umfasst das Schaltverhalten des Halbleiterbauelements (meist ein Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode (IGBT) oder ein Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor (MOSFET)) mittels eines Pulse-Width-Modulation-Signals und die feldorientierte Regelung (FOC) (engl. field-oriented control) als Regelungskonzept für Asynchronmaschinen.

Das Modell der FOC, das die Sollspannungsverläufe für die Pulse Width Modulation (PWM)-Ansteuerung generiert, ist gemäß [Ger15] als FOC mit eingepprägten Statorströmen implementiert. Die Verwendung dieses Modells ist wegen der geringen Antriebsleistung im Bereich von einigen Kilowatt Nennleistung und wegen der hohen Schaltfrequenz der Frequenzumrichter von über 10 kHz gerechtfertigt. Bei der feldorientierten Regelung werden der momentenerzeugende Strom i_q und der flusserzeugende Strom i_d getrennt voneinander geregelt und über eine Transformation (s. Gleichungen (3.89) und (3.87)) in die durch den Frequenzumrichter zu erzeugenden Ströme zurücktransformiert. Der Sollwert des flusserzeugenden Stroms $i_{d,Soll}$ wird als Parameter vorgegeben und über einen PI-Regler konstant gehalten. Dieser Regler dient damit der Regelung eines möglichst konstanten magnetischen Flusses. Der momentbildende Strom i_q wird ebenfalls durch einen PI-Regler geregelt und zur dynamischen Beeinflussung des Antriebsmoments benutzt. Über die Sollwertvorgabe des Antriebsmoments durch einen dritten, vorgelagerten Drehzahlregler soll die über eine modellbasierte Schätzung ermittelte Drehfrequenz konstant gehalten werden. Die reale Drehfrequenz wird nicht vom Frequenzumrichter gemessen. Diese Regelvariante wird als open-loop bzw. sensorless FOC bezeichnet und erreicht eine Drehzahlgenauigkeit von 1 %, vgl. [WI11]. Die Modelleingänge und -ausgänge, sowie die Parameter sind in Tab. 6.1 angegeben.

Bei einem PWM-Schaltsignal werden die Transistoren mit einer Frequenz, die typischerweise zwischen 2 kHz und 16 kHz liegt, ein- und ausgeschaltet und erzeugen über die periodische Änderung der Einschalt Dauern einen annähernd sinusförmigen Stromverlauf. Bei der betrachteten Frequenzumrichterart handelt es sich um einen Frequenzumrichter mit Gleichspannungszwischenkreis, da sich diese Frequenzumrichterart bei Niederspannungsantrieben für Asynchronmaschinen vollständig durchgesetzt hat, vgl. [Win05]. Da keine Energie durch den Frequenzumrichter rückgespeist werden muss, kann auf die Eigenschaft der Rückspesefähigkeit verzichtet werden. Als Gleichrichter findet daher ein Diodengleichrichter Verwendung, s. Abb. 6.4.

Bei der Realisierung des Frequenzumrichtermodells werden die Steuersignale für die Halb-

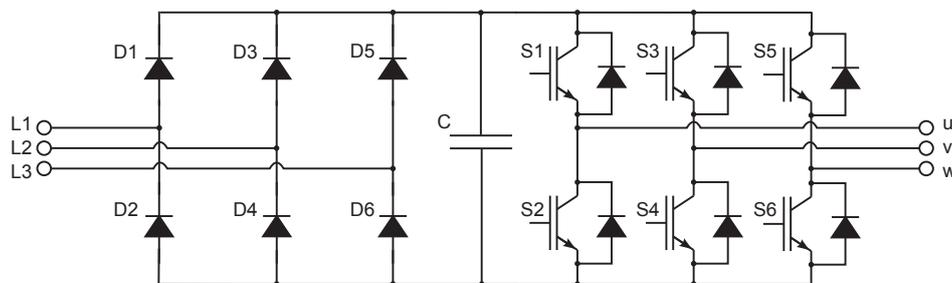


Abbildung 6.4: Elektrischer Aufbau eines IGBT-Frequenzumrichters mit drei Strängen, die über sechs IGBT geschaltet werden

Tabelle 6.1: Modell Frequenzumrichter - feldorientierte Regelung

Nr.	Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Modelleingang			
1	Solldrehzahl	Drehzahl, die vom Antrieb realisiert werden soll	U/min
2	Drehgeschwindigkeit	momentane Drehgeschwindigkeit des Rotors	U/min
3	Statorströme	Momentanwerte der Statorströme der drei Stränge	A
4	Rotorfluss	momentaner Rotorfluss in der q- und d-Achse	Wb
Modellausgang			
5	Sollspannungsverlauf	Spannungen der drei Stränge, die durch den Frequenzumrichter erzeugt werden sollen	V
Parameter			
6	PWM-Amplitude	Amplitude der Dreiecksschwingung der SPWM-Methode	V
7	PWM-Frequenz	Frequenz der Dreiecksschwingung der SPWM-Methode	Hz
8	Magnetisierungsstrom	Sollwert des flusserzeugenden Stroms i_d	A
9	P-Anteil Fluss	Proportionalanteil des Flussreglers der FOC	-
10	I-Anteil Fluss	Integralanteil des Flussreglers der FOC	-
11	P-Anteil Moment	Proportionalanteil des Momentenreglers der FOC	-
12	I-Anteil Moment	Integralanteil des Momentenreglers der FOC	-
13	P-Anteil Drehzahl	Proportionalanteil des Drehzahlreglers der FOC	-
14	I-Anteil Drehzahl	Integralanteil des Drehzahlreglers der FOC	-

leiterbauelemente, die als Schaltelemente ein- und ausgeschaltet werden können, nach dem SPWM-Verfahren generiert. Dazu werden eine Dreiecksschwingung mit einer festen Frequenz, der PWM-Frequenz, und einer festen Amplitude, der PWM-Amplitude, generiert sowie eine Sinusschwingung, welche durch den Frequenzumrichter angenähert werden soll. Durch einen Komparator werden die Leistungsschalter paarweise für jeden einzelnen Strang umgeschaltet, je nachdem, ob der Momentanwert der Dreiecksschwingung größer oder kleiner ist als der der Sinusschwingung. Die Umschaltung erfolgt also immer am Schnittpunkt der beiden Verläufe. Daraus ergeben sich die Schaltstellungen der Leistungssteller, die als eine Rechteckkurve der Schaltzustände dargestellt werden können, vgl. Abb. 6.5.

Dieses Verfahren wird in vielen, auch hochgenauen Antriebssystemen eingesetzt. Die daraus generierten Schaltsignale dienen im Frequenzumrichtermodell der Berechnung der einzelnen Strangspannungen, mit denen die Leistungselektronik die Antriebe versorgt. Die Parameter, die für die jeweilige Versuchsstandskonfiguration angepasst werden müssen sowie die Eingangs- und Ausgangsgrößen sind in Tab. 6.2 aufgeführt. Zusammen simulieren das Teilmodell für die feldorientierte Regelung und das Teilmodell für die Leistungselektronik das für den Antrieb relevante Verhalten eines realen Frequenzumrichters, der in den

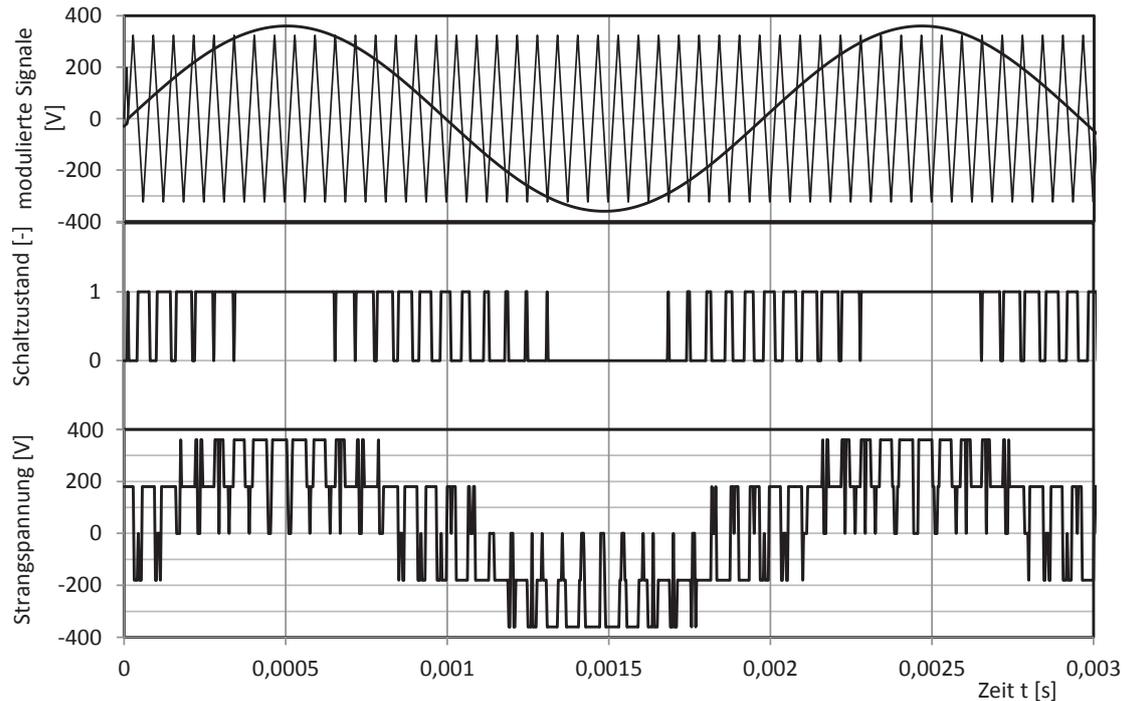


Abbildung 6.5: Modulierte Signale der SPWM zur Generierung der Schaltsignale und der Strangspannungen durch das Teilmodell Frequenzumrichter

Tabelle 6.2: Modell Frequenzumrichter - Leistungselektronik

Nr.	Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Modelleingang			
1	Sollspannungen	Sollspannungsverläufe, die durch den Frequenzumrichter erzeugt werden	V
Modellausgang			
2	Strangspannungen	Spannungsverlauf der Strangspannungen, der durch den Frequenzumrichter erzeugt wird	V
Parameter			
3	PWM-Amplitude	Amplitude der Dreiecksschwingung der SPWM-Methode	V
4	PWM-Frequenz	Frequenz der Dreiecksschwingung der SPWM-Methode	Hz

Versuchsständen Anwendung findet. Verbesserungen, die an diesem Modell vorgenommen werden können, betreffen die Modellierung des realen Schaltverhaltens der Bauelemente der Leistungselektronik, die unter genauerer Betrachtung nicht mehr als ideale Schalter angenommen werden können, sondern mit ihrem realen Schaltverhalten simuliert werden müssen, vgl. [Sch14b].

6.3 Antriebsmaschine

Das Teilmodell der Antriebsmaschine umfasst die elektrische Simulation der Vorgänge in der Asynchronmaschine auf Basis der in Abschnitt 3.9 beschriebenen Modellierung. Je nach Konfiguration des Resonanzversuchsstands werden zwei oder vier Instanzen dieses Modells verwendet, um die jeweils ein oder zwei gegenläufige Antriebspaare zu simulieren. Als Modelleingang werden die Momentanverläufe der Strangspannungen, mit denen der jeweilige Antrieb vom zugehörigen Frequenzumrichter bestromt wird, und die Momentandrehzahl des jeweiligen Unwuchtantriebs verwendet. Durch die in Tabelle 6.3 angegebenen Parameter werden die für die jeweilige Realisierung eines Resonanzversuchsstands verwendeten Asynchronmaschinen hinsichtlich ihres Statoraufbaus und ihrer elektrischen Eigenschaften beschrieben. In der Regel sollten alle simulierten Antriebe eines Resonanzversuchsstands vom gleichen Typ sein, sodass es nur geringe Unterschiede in den Parametern zwischen den einzelnen simulierten Antriebsmaschinen geben kann. Das Simulationsergebnis dieses Teilmodells ist das elektromagnetische Moment T_E , das durch den Antrieb erzeugt wird, und die Strangströme, in den Statorwindungen der Asynchronmaschine. Diese Ströme werden in der Simulation des Teilmodells des Frequenzumrichters wiederum benötigt. Bei einem realen Frequenzumrichter werden diese Strangströme ebenfalls intern gemessen und für die Regelung verwendet.

Tabelle 6.3: Modell Antriebsmaschine

Nr.	Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Modelleingang			
1	Strangspannungen	Spannungsverlauf der durch den Frequenzumrichter erzeugten Strangspannungen	V
2	Drehgeschwindigkeit	momentane Drehgeschwindigkeit des Unwuchtantriebs	Hz
Modellausgang			
3	erzeugtes Moment T_E	momentan erzeugtes elektromagnetisches Moment des Antriebs	N m
4	Statorströme	Momentanwerte der Statorströme der drei Stränge	A
Parameter			
5	Polpaarzahl	Anzahl der Polpaare des Stators	
6	Statorwiderstand	Widerstand der Statorwindung	Ω
7	Rotorwiderstand	Widerstand der Rotorstäbe bzw. -windungen	Ω
8	Streuinduktivität des Stators	Streuinduktivität des Stators	H
9	Streuinduktivität des Rotors	Streuinduktivität des Rotors	H
10	Hauptinduktivität	Induktivität von Rotor und Stator	H

6.4 Unwuchtantrieb

Der Unwuchtantrieb beschreibt in der Simulation den mechanischen Teil der Antriebseinheit zur Erzeugung der Unwuchtkraft, getrennt vom Modell der Antriebsmaschine, das das elektrische Verhalten simuliert. Bei einem realisierten Antrieb sind beide Teilkomponenten eng miteinander verbunden und lassen sich in der Regel nicht getrennt betrachten. In der Simulation beschleunigt das von der Antriebsmaschine erzeugte elektromagnetische Moment die Unwuchtmassen und die Rotorwelle einschließlich des Rotorblechpakets. Die Probekörperbewegung erzeugt eine Schwingbeanspruchung des Unwuchtantriebs, da die Unwuchtmassen zusätzlich in Schwingungsrichtung beschleunigt werden. Je nach Position des Lasteinleitungspunkts am Probekörper wirkt ein Teil der Probekörperbeschleunigung auf die Unwuchtmassen zurück. Die auf die Unwuchtmassen wirkende Schwingbeschleunigung fließt als Modelleingang in die Simulation ein. Die Trägheitsmomente von Rotor und Unwuchten werden als Parameter vorgegeben, da sie von der Unwuchtgeometrie abhängig sind, vgl. Abschnitt 3.6. Die Unwuchtmasse und die Exzentrizität werden als Parameter für das Arbeitsmoment bzw. das Unwuchtmoment vorgegeben. Die Lagerreibung der Wellenlager wird durch den Reibungskoeffizienten μ_l angegeben, da die Lagerreibung einen wesentlichen Einfluss auf die Qualität der Anregung hat.

Tabelle 6.4: Modell Unwuchtantrieb

Nr.	Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Modelleingang			
1	Antriebsmoment T_E	durch die Antriebsmaschine erzeugtes elektromagnetisches Moment	N m
2	Schwingbeschleunigung	momentane Beschleunigung des Bauteils am Lasteinleitungspunkt des Unwuchtantriebs	m/s ²
Modellausgang			
3	Unwuchtkraft	momentan erzeugte Unwuchtkraft	N
4	Drehwinkel	momentane Rotorposition	N m
5	Winkelgeschwindigkeit	momentane Drehgeschwindigkeit des Rotors	rad/s
Parameter			
6	Unwuchtmasse	Masse der Unwuchten	kg
7	Exzentrizität	Exzentrizität des Masseschwerpunkts der Unwuchtscheibe	m
8	Trägheitsmoment Unwucht	Trägheitsmoment der Unwuchtmasse	kg/m ²
9	Trägheitsmoment Welle	Trägheitsmoment der Antriebswelle	kg/m ²
10	Reibungskoeffizient	Lagerreibung des Antriebs	N m/rad

6.5 Schwingungssystem

Das Teilmodell des Schwingungssystems beschreibt das dynamische Verhalten des Probekörpers. Dieses Teilmodell kann durch unterschiedlich detaillierte Modelle implementiert werden. Neben dem deterministischen Modell kann auch ein empirisches oder ein FEM-Modell implementiert werden, um das Modellverhalten des Probekörpers abzubilden. Als Modelleingang werden die durch den Unwuchtantrieb erzeugten Unwuchtkräfte verwendet, um im Teilmodell das Bauteilverhalten einschließlich der Degradationsprozesse zu simulieren, z. B. die Rissbildung im Stahlbeton oder die Spannungsumlagerung im Spannbeton und die damit verbundene Änderung der Bauteileigenfrequenzen und Bauteildämpfungen. Durch Implementierung von baustofflichen Modellen kann auch nichtlineares Materialverhalten simuliert werden. Als Modellausgang müssen durch das Simulationsmodell die Bauteilbeschleunigungen am Lasteinleitungsspunkt berechnet werden, da diese das Betriebsverhalten des Unwuchtantriebs beeinflussen. Zudem muss das Simulationsmodell die physikalische Größe liefern, die als Messgröße für die Regelung der Führungsgröße des Resonanzversuchs benötigt wird. Häufig ist dies beispielsweise die Durchbiegung in Feldmitte des Probekörpers. Bei dem implementierten deterministischen Modell wird das dynamische Verhalten des Einmassenschwingers durch die folgenden Parameter vorgegeben: die modale Ersatzmasse m^* , die Eigenfrequenz ω_0 und den Dämpfungsgrad D , vgl. Tab. 6.7. Das Ausgangssignal beschreibt z. B. im Zeitbereich die Momentanauslenkung des Einmassenschwingers aus seiner Ruhelage. Wird das Schwingungssystem als Einmassenschwinger implementiert, lassen sich die Eigenfrequenz ω_0 , die Dämpfung D und die modale Ersatzmasse m^* des umgesetzten Versuchsstands mit Probekörper zur Systembeschreibung verwenden. In diesem Fall wird der Probekörper mit einer konstanten punktförmigen Last angeregt.

Tabelle 6.5: Modell Schwingungssystem

Nr.	Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Modelleingang			
1	Unwuchtkräfte	momentan erzeugte Unwuchtkräfte aller Unwuchtantriebe	N
Modellausgang			
3	Schwingweg	momentane Durchbiegung	m
4	Schwingbeschleunigung	momentane Beschleunigung am Lasteinleitungsspunkt	m/s ²
Parameter			
5	Ersatzmasse	modale Ersatzmasse des Schwingungssystems	kg
6	Eigenkreisfrequenz	Eigenkreisfrequenz des Probekörpers	rad/s
7	Dämpfungsgrad	Dämpfung des Probekörpers	

6.6 Messsystem

Durch das Teilmodell „Messsystem“ wird die Dynamik der Messtechnik simuliert, die zur Bestimmung der Regelgröße aus einem Modellausgang notwendig ist. Für die unterschiedlichen Führungsgrößen der jeweilig realisierten Resonanzversuchsstände muss jeweils ein spezifisches Teilmodell entwickelt werden. Diese Teilmodelle beschreiben zum einen die Berechnung der Momentanwertverläufe aus einem Modellausgang eines beliebigen Teilmodells in der Gesamtsimulation, z. B. der simulierten Durchbiegung des Bauteils. Diese Modelle sind probekörperspezifisch und können sowohl deterministisch als auch empirisch implementiert werden. Zudem wird die Messungenauigkeit des jeweils eingesetzten Messsystems durch einen Rauschanteil simuliert, der als weißes Rauschen auf das Messsignal einwirkt, vgl. Tab.6.6.

Tabelle 6.6: Modell Messsystem

Nr.	Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Modelleingang			
1	Simulationsgröße	jegliche physikalische Simulationsgröße eines Teilmodells	-
Modellausgang			
2	Messwert	simulierter Momentanmesswert der Regelgröße	-
Parameter			
3	Rauschanteil	Standardabweichung des erzeugten weißen Rauschens im Messsignals	-

6.7 Regelung

Das Simulationsmodell der Regelung entspricht exakt der Regelung aus Abschnitt 5.4, die auch auf den realisierten Resonanzversuchsständen, s. Kap 7, implementiert ist. Als Modelleingang werden die Sollamplitude als Führungsgröße sowie der Momentanverlauf der Messgröße verwendet, vgl. Tab. 6.7. Das Teilmodell berechnet aus dem Momentanverlauf der Messgröße den Amplitudenverlauf, der als Regelgröße verwendet wird. Die Parametrierung des Teilmodells erfolgt über die Proportional- und Integralanteile des Frequenz- und des Synchronisationsreglers. Je nach realisiertem Resonanzversuch muss die Übertragungsfunktion auf die dynamische Kraft angegeben werden.

6.8 Simulation von Resonanzversuchen

Durch Kombination der einzelnen Teilmodelle kann ein Resonanzversuch während seiner Auslegung vorab virtuell ausgeführt werden und die einzelnen Teilkomponenten können

Tabelle 6.7: Modell Regelung

Nr.	Bezeichnung	Beschreibung	Einheit
Modelleingang			
1	Sollamplitude	Sollwert der Amplitude als Führungsgröße	-
2	Messwert	simulierter Momentanmesswert der Regelgröße	-
Modellausgang			
3	Soll-Drehgeschwindigkeiten	Drehgeschwindigkeiten jedes einzelnen Antriebs	Hz
Parameter			
4	Übertragungsfunktion	Übertragungsfunktion auf dynamische Kraft	N
5	Eigenkreisfrequenz	Eigenkreisfrequenz des Probekörpers	rad/s
6	Dämpfungsmaß	Lehrsches Dämpfungsmaß des Probekörpers	
7	Unwuchtmasse	Masse der Unwuchten	kg
8	Exzentrizität	Exzentrizität des Masseschwerpunkts der Unwuchtscheibe	m
9	P-Anteil Frequenz	Proportionalanteil der Frequenzregelung	-
10	I-Anteil Frequenz	Integralanteil der Frequenzregelung	-
11	P-Anteil Synchronisation	Proportionalanteil der Phasensynchronisation	-
12	I-Anteil Synchronisation	Integralanteil der Phasensynchronisation	-
13	Soll-Winkelversatz	Soll-Phasenwinkel zwischen den Unwuchtantrieben	rad

so ausgelegt werden, dass sie im Zusammenspiel einen optimalen Resonanzversuchsstand für das jeweilige Bauteil ergeben.

Anhand der Simulation lassen sich dynamische Effekte erkennen, die auch in der Realität bei Resonanzversuchen auftreten, wenn die jeweiligen Ursachen bei der Auslegung keine Berücksichtigung finden. Im Folgenden sollen diese Effekte anhand von Simulationen untersucht werden.

6.8.1 Sommerfeldeffekt

Der von A. SOMMERFELD im Jahr 1901 entdeckte und nach ihm benannte Sommerfeldeffekt [Som02] ist ein Resonanzphänomen, das bei unwichtigen Antriebsmaschinen auf einem schwingungsfähigem Fundament mit geringer Dämpfung auftreten kann, sobald die Antriebsmaschine die Resonanzfrequenz des Fundaments erreicht. Bei Annäherung an die Resonanzfrequenz steigt das Lastmoment und damit die Antriebsleistung aufgrund der Schwingungsrückwirkung der Fundamentalschwingung auf die Unwucht bei geringer Drehzahländerung bis zum Erreichen der Resonanzfrequenz stark an. Wird die Resonanzfrequenz überschritten, nimmt das Lastmoment durch Verringerung der Schwingungsauslenkung ab, wodurch der Antrieb weiter beschleunigt und sich von der Resonanzfrequenz

entfernt. Die Resonanzfrequenz wird in diesem Fall übersprungen, s. [Kon69]. Bei einem Resonanzversuchsstand handelt es sich um das gleiche dynamische System, daher lässt sich der Sommerfeldeffekt auch hier feststellen.

Dieses Verhalten wurde durch einen idealen Antrieb mit konstantem elektromagnetischen Moment für ein Bauteil mit einer Eigenkreisfrequenz von $\omega_0 = 19,89 \text{ rad/s}$ und einer Dämpfung von $D = 0,01$ simuliert, vgl. Abb. 6.6. Da es sich nicht um einen eingeschwungenen Zustand handelt und der Probekörper erst beginnt, sich aufzuschwingen, steigt durch das konstante Moment die Drehzahl annähernd linear an, bis die Resonanzfrequenz erreicht und auch überschritten wurde. Die Rückwirkung der Bauteilschwingung auf die Unwuchtmassen erzeugt Lastmomente, die dazu führen, dass sich die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}(t)$ des Rotors zuerst vermindert, wodurch die Drehzahl langsamer ansteigt und zeitweise bei der Aufwärtsbewegung der Unwuchtmassen im Erdschwerefeld sogar negativ sein kann, d. h. dass die Rotation für diese halbe Umdrehung gebremst wird. Solange die Bilanz der Winkelbeschleunigung pro Umdrehung im Durchschnitt positiv ist, wird der Unwuchtantrieb weiter beschleunigt und er kann die Resonanzfrequenz überwinden. Das erneute Ansteigen der Winkelbeschleunigung nach dem Erreichen des Resonanzbereichs tritt genau in dem Moment auf, in dem der Phasenwinkel zwischen Anregungskraft und Bauteilschwingung 90° überschreitet. Auch danach schwingt sich das Bauteil durch die wirkende Unwuchtkraft mit steigender Auslenkungsamplitude noch kurzzeitig weiter auf, jedoch ist die Resonanz bereits überschritten. Die Ursache des Sommerfeldeffekts bei dieser Simulation liegt im geringen Antriebsmoment von $T_E = 1,25 \text{ N m}$. Wird das Antriebsmoment noch geringer gewählt, kann der Unwuchtantrieb die Resonanzfrequenz nicht überschreiten, sondern schwingt sich unterhalb der Resonanzfrequenz entsprechend des Antriebsmoments ein.

Nach dem Überschreiten der Resonanz zeigt sich auch im Maximum der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}(t)$, dass der Antrieb nun durch die Interaktion mit dem schwingenden Bauteil ein Antriebsmoment erfährt und dadurch stärker beschleunigt.

6.8.2 Schwebungen in der Unwuchtkraft

Werden die Antriebe nicht elektrisch synchronisiert, entsteht durch prinzipiell vorhandene Differenzen in der Ansteuerung in den Antrieben eine instabile Schwingung, da sich die Rotationsgeschwindigkeiten beider Antriebe unterscheiden. Die Differenzen in der Ansteuerung entstehen durch Fertigungstoleranten und unterschiedlich starke Lagerreibungen der Achslager. Durch die Überlagerung der Fliehkraftkomponenten der beiden Unwuchtantriebe entsteht eine resultierende Unwuchtkraft, die eine Schwebung aufweist, vgl. Abb. 6.7. Um diesen Effekt in der Simulation zu zeigen wurde ein Bauteil mit einer Eigenfrequenz von $\omega_0 = 125 \text{ Hz}$ und einer Dämpfung von $D = 0,02$ bei einer modalen

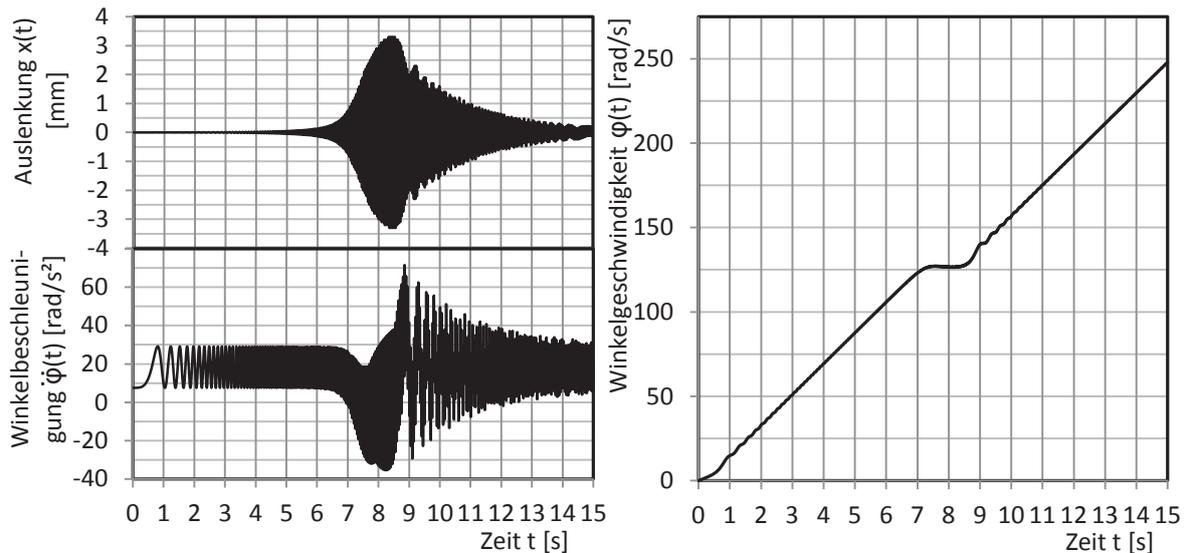


Abbildung 6.6: Hochlauf eines idealen Antriebs mit konstantem elektromagnetischen Moment $T_E = 1,25 \text{ N m}$ durch die Resonanzfrequenz des Probekörpers bei $\omega_0 = 125 \text{ rad/s}$

Masse von $m^* = 2691 \text{ kg}$ simuliert. Durch die simulierte Drehzahldifferenz zeigte sich eine Schwebung in der erzeugten Unwuchtkraft beider Unwuchtantriebe. Diese Art der Unwuchtanregung erzeugt eine ausgeprägte überlagerte Schwingung in der Auslenkungsamplitude des Bauteils. Die resultierende Kraft, die von den beiden Unwuchtantrieben erzeugt wird, wirkt periodisch in die vertikale und horizontale Richtung, entsprechend der Winkeldifferenz $\Delta\varphi$ zwischen den Antrieben. Im Kraftanteil, der in Schwingungsrichtung vertikal wirkt lassen sich daher immer dann Nulldurchgänge erkennen, wenn eine rein horizontale Kraftanregung vorliegt. In diesem Fall tritt keine Selbstsynchronisation der beiden Unwuchtantriebe ein im Gegensatz zu Abschnitt 6.8.3.

6.8.3 Selbstsynchronisation der Unwuchtantriebe

In vielen Anwendungen von Unwuchtantrieben wird der Effekt der Selbstsynchronisation genutzt, bei dem sich unwuchtige Antriebe in bestimmten Betriebspunkten hinsichtlich ihrer Rotorphasenlage gegenseitig beeinflussen, obwohl keine direkte mechanische Kopplung (z. B. durch einen Zahnriemen oder ein Getriebe) vorhanden ist. Die frei umlaufenden Rotoren sind nur durch ihr gemeinsames Fundament bzw. durch ihren gemeinsamen Untergrund gekoppelt. Diese Selbstsynchronisation wurde bereits u. a. von I. BLEKHMAN untersucht, vgl. [BFTB02], [MS96] und [Ble71]. In einigen Spezialfällen lässt sich das Synchronisationsverhalten und dessen Stabilität unterhalb und oberhalb der Resonanzfrequenz bestimmen, vgl. [Spe66] und [Spe94]. Im Resonanzfall wird die Selbstsynchronisation meist instabil (vgl. [BD01] und [DF14]), wodurch keine sichere eindeutige Selbstsynchronisation bei einer Resonanzprüfmaschine für den allgemeinen Fall erreicht

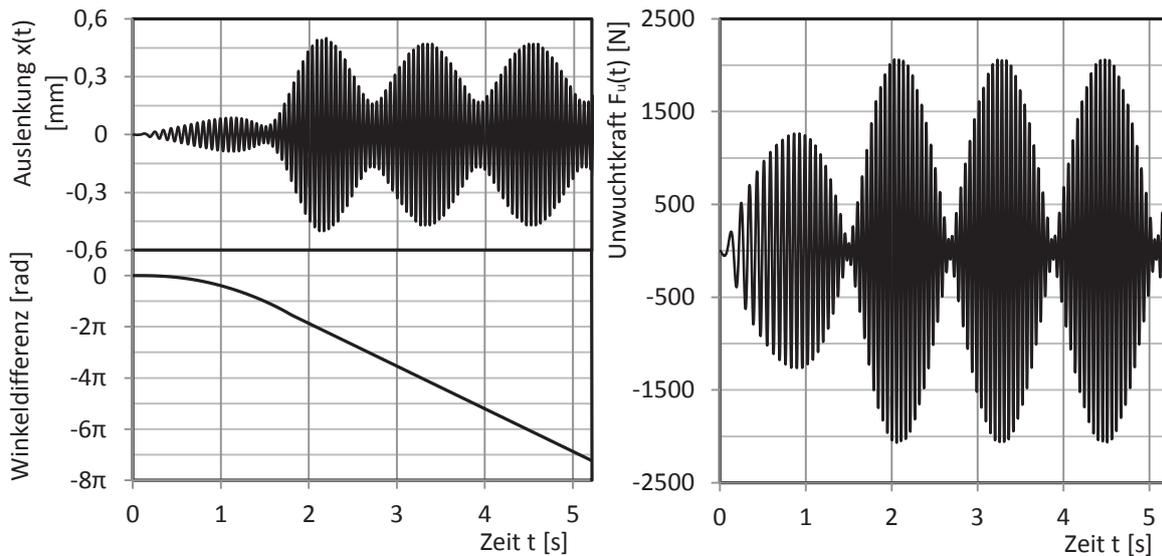


Abbildung 6.7: Unterschiede in den Lagerreibungen und den Drehzahlen von nicht elektrisch synchronisierten Unwuchtantrieben führen in der Simulation zu einer überlagerten Schwingung der Auslenkungsamplitude, hervorgerufen durch eine Schwebung in der Unwuchtkraft.

werden kann. Es kann sich im Resonanzbereich entweder keine Selbstsynchronisation einstellen oder sich unterschiedliche, sich verstärkende oder abschwächende Synchronisationseffekte zeigen, vgl. [Ble00]. In der praktischen Umsetzung zeigt sich beim Einsatz von Vibrationsmaschinen, dass die Stabilität der Selbstsynchronisation sehr sensitiv ist gegenüber zufälliger Parameterstreuung der Unwuchtantriebe wie z. B. Fertigungstoleranzen oder Lagerreibungen [DF14]. Bei der Selbstsynchronisation findet eine selbsttätige Ausrichtung der Rotationswinkel $\varphi(t)$ der nicht elektrisch oder zwangssynchronisierten Unwuchtantriebe auf einen bestimmten Wert des Winkelversatzes $\Delta\varphi$ zwischen beiden Antrieben statt. Dieser Winkelversatz kann je nach Schwingungsbedingung unterschiedlich sein, sodass ein Winkelversatz von $\Delta\varphi = 0^\circ$, aber auch $\Delta\varphi = 180^\circ$ möglich ist. Durch Simulation eines Probekörpers mit einer Eigenkreisfrequenz von $\omega_0 = 125$ Hz bei einer Dämpfung von $D = 0,002$ soll die Selbstsynchronisation untersucht werden, indem die modale Ersatzmassen m^* und damit die Auslenkung variiert wird. Unter sonst konstanten Rahmenbedingungen beeinflusst die modale Ersatzmasse des Schwingungssystems die Auslenkungsamplitude proportional. Für einen Probekörper mit der großen modalen Ersatzmasse von $m^* = 3691$ kg tritt keine Selbstsynchronisation der Unwuchtantriebe auf, wenn beide Antriebe mit einem Winkelversatz von $\Delta\varphi = 180^\circ$ gestartet werden. Im Anfangszustand erzeugen beide Unwuchtantriebe somit eine reine Unwuchtanregung in horizontaler Richtung, d. h. senkrecht zur Schwingungsrichtung. Durch unterschiedlich starke Lagerreibungen zwischen den beiden Antrieben ergibt sich während des Hochlaufs eine Abnahme des Phasenversatzes auf $\Delta\varphi = 143^\circ$ (vgl. Abb. 6.8), der zu einer Unwucht-

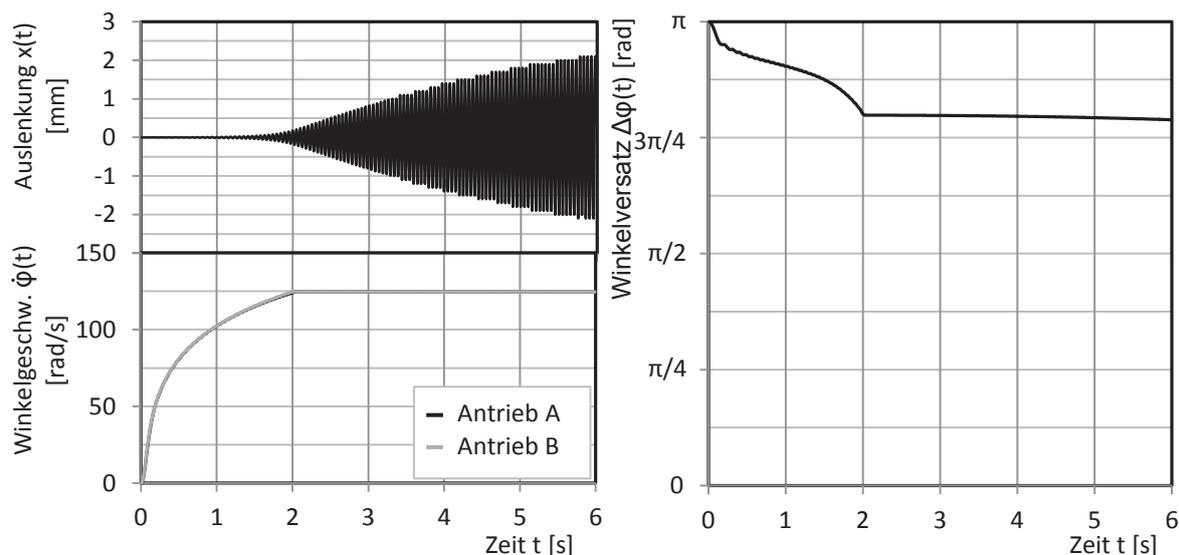


Abbildung 6.8: Anlaufen des Unwuchtantriebs ohne elektrische Synchronisation bei einem Bauteil mit großer Ersatzmasse. Es tritt keine Selbstsynchronisation auf.

anregung des Bauteils führt. Der Schwingweg ist jedoch so gering, dass die Interaktion zwischen Bauteil und Unwuchtantrieben für eine Synchronisation nicht ausreicht. Nachdem die Antriebe ihre Soll Drehzahl erreicht haben, rotieren sie mit konstanter Winkelgeschwindigkeit, wodurch sich der Winkelversatz nicht mehr ändert. Bei einem Bauteil, das aufgrund einer viel geringeren Ersatzmasse ($m^* = 50 \text{ kg}$) einen größeren Schwingweg hat und damit eine größere Interaktion zwischen Bauteil und Unwuchtantrieb erzeugt, tritt beim Hochlauf eine Selbstsynchronisation der Unwuchtantriebe auf. Zu Beginn des Hochlaufs erzeugt die simulierte Differenz in der Lagerreibung zwischen den beiden Antrieben eine kleine Änderung des Winkelversatzes, vgl. Abb. 6.9. Mit Einsetzen der resonanten Schwingung bremst das Lastmoment im Wechsel einen der Unwuchtantriebe aus, sodass sich die Antriebe auf einen Winkelversatz $\Delta\varphi = 0^\circ$ einschwingen und selbstsynchronisieren. In der Auslenkung $x(t)$ des Bauteils ist der Einfluss der Selbstsynchronisation durch eine überlagerte Schwingung der Auslenkungsamplitude zu erkennen.

6.8.4 Einschwingverhalten des Einmassenschwingers

Mit der Simulationsumgebung kann auch die Systemdynamik des sich einschwingenden Einmassenschwingers untersucht werden. Bei unterkritischer Dämpfung schwingt das System um die Auslenkungslage mit der gedämpften Eigenfrequenz ω_D . Die freie Schwingung klingt je nach Dämpfungsgrad ab, solange das System nicht ungedämpft ($D=0$) ist. In diesem Fall schwingt das System mit der freien Schwingung immer weiter. Wird der Einmassenschwinger mit einer harmonischen Kraft angeregt, zeigt er bei Änderung der Kraftamplitude und Schwingfrequenz der Anregung ein Einschwingverhalten. Häufig soll die Lastschwingbreite stufenförmig geändert werden. Das Einschwingverhalten des Am-

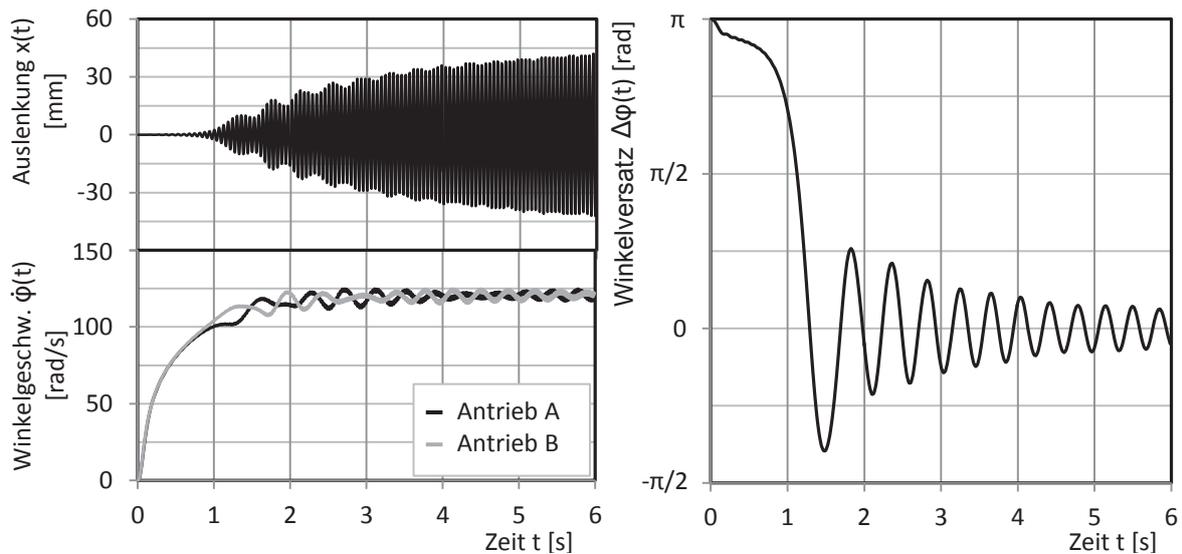
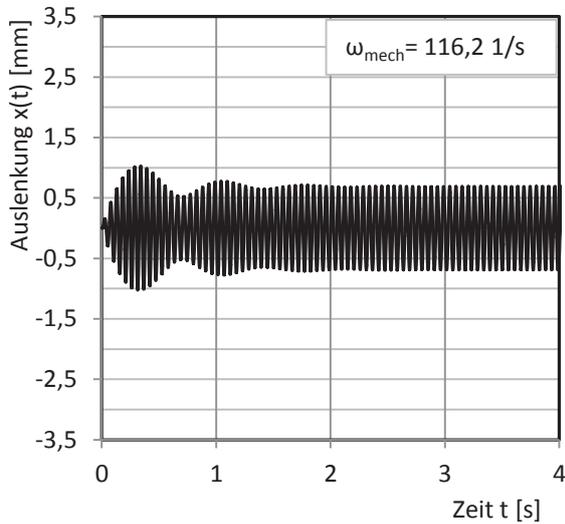
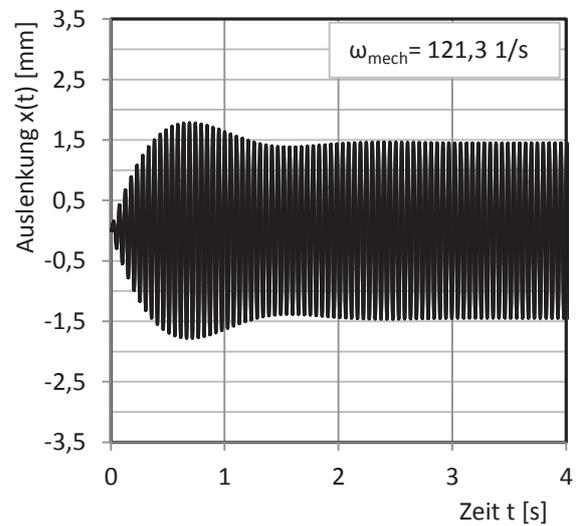


Abbildung 6.9: Anlaufen des Unwuchtantriebs ohne elektrische Synchronisation bei einem Bauteil mit kleiner Ersatzmasse. Es tritt eine Selbstsynchronisation der Unwuchtantriebe auf. Der Winkelversatz nähert sich einem stationären Endwert von $\Delta\varphi = 0^\circ$ an.

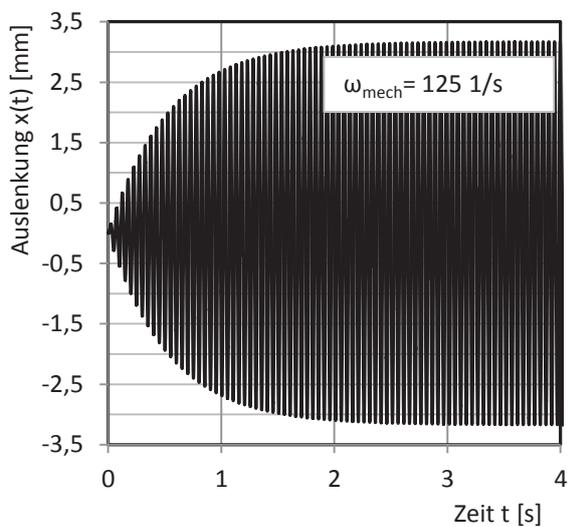
plitudenverlaufs lässt sich dann ebenfalls als dynamisches System beschreiben und identifizieren. Es zeigt auch ein PT2-Verhalten. Für jede Anregungsfrequenz ergibt sich jedoch eine andere Übertragungsfunktion. Diese Übertragungsfunktionen beschreiben das Übertragungsverhalten einer Kraftschwingbreite als Systemeingang und einer Schwingungsamplitude als Systemausgang. Abbildungen 6.10a bis 6.10c zeigen das Einschwingverhalten eines Einmassenschwingers, das simuliert wurde mit einem Bauteil, das eine Eigenfrequenz von $f_0 = 19,89 \text{ Hz}$, eine Dämpfung von $D = 0,015$ und eine Ersatzmasse von $m^* = 2961 \text{ kg}$ besitzt und mit einer konstanten Kraftschwingbreite von $\Delta F = 4 \text{ kN}$ angeregt wird. Bei Anregung mit 93 % der Eigenfrequenz zeigt sich ein deutliches Überschwingen von 48 % der Auslenkungsschwingbreite über die Schwingbreite im eingeschwungenen Zustand. Bei 97 % der Eigenfrequenz wird die Auslenkungsschwingbreite noch um 23 % überschritten. Nur wenn Anregungsfrequenz und Eigenfrequenz identisch sind, gibt es kein Überschwingen. Da es sich in allen drei Fällen um das gleich Bauteil handelt ergeben sich unterschiedliche Werte für die Auslenkungsamplitude im eingeschwungenen Zustand.



(a) Einschwingvorgang eines Einmassenschwingers bei Anregung weit unterhalb der Eigenfrequenz



(b) Einschwingvorgang eines Einmassenschwingers bei Anregung unterhalb der Eigenfrequenz



(c) Einschwingvorgang eines Einmassenschwingers bei Anregung mit der Eigenfrequenz

Abbildung 6.10: Einschwingvorgang eines Einmassenschwingers bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen

Kapitel 7

Realisierung von Resonanzversuchsständen

Im Zeitraum der Bearbeitung dieser Dissertation wurden im Rahmen von drei Forschungsprojekten Resonanzversuchsstände nach dem in dieser Arbeit vorgeschlagenen Realisierungskonzept errichtet und Ermüdungsversuche durchgeführt. Die Auslegung, Umsetzung und versuchsstandspezifischen Untersuchungen, wie beispielsweise Modalanalysen und Leistungsmessungen zur Realisierung der Resonanzversuchsstände, und der Nachweis einer stabilen Regelung soll im Folgenden beschrieben werden. Die Versuchsplanung und die Auswertung der Versuche zur Untersuchung der Ermüdungsfestigkeit von Eisenbahnschienen (Abschnitt 7.1) und zur Untersuchung der Spannungsumlagerung in Spannbeton (Abschnitt 7.3) (vgl. [MHH⁺17]) sind auch Bestandteil anderer Promotionsvorhaben. Zudem wurde eine Untersuchung des Very-High-Cycle-Bereichs an einem Stahlbetonbalken durchgeführt (Abschnitt 7.2). Alle drei Versuchsaufbauten wurden auf dem Spannfeld des Forschungslabors Betonermüdung des Instituts für Massivbau der Leibniz Universität Hannover am Standort Marienwerder errichtet.

7.1 Versuchsstand 1 - Ermüdungsfestigkeit von Eisenbahnschienen

Im Rahmen eines Forschungsprojekts mit der Deutschen Bahn sollte nachgewiesen werden, dass die Ermüdungsfestigkeit des Eisenbahnschienenprofils 60E2 höhere Werte als die in der Norm angegebenen Vorgaben aufweist. Auf Eisenbahnbrücken im ICE Hochgeschwindigkeitsverkehr treten im Übergangsbereich von Bahndamm und Brücke häufig hohe Beanspruchungen der Schiene auf, so dass der Schienenspannungsnachweis überschritten wird. Durch einen Nachweis von höheren Ermüdungsfestigkeiten auf der Widerstandsseite, verbesserte Materialqualitäten und geringere Fertigungstoleranzen sind

höhere Lastwechselzahlen bzw. Mittelspannungen möglich. Schäden an Schienen lassen sich nach [Shu00] in 39 Schadensarten einteilen, die sich sieben Hauptgruppen zuordnen lassen:

- Ausbrüche am Schienenkopf
- Querrisse am Schienenkopf
- Längsrisse am Schienenkopf
- Abnutzung
- Schäden am Schienensteg
- Schäden am Schienenfuß
- Bruch der Schiene

Diese Schäden werden in der Regel durch metallurgische Einschlüsse im Schieneninneren verursacht, durch hohe Eigenspannungen im Material, die während des Walzprozesses entstanden sind und hohe Schienenlängsspannungen nach Fertigstellung des Gleises. Die häufigste Schadensart am Schienenfuß von Vignolschienen sind Ermüdungsrisse in Querrichtung, die durch zyklische Längsbeanspruchung und fortschreitende Korrosion so lange weiter anwachsen, bis der Schienenquerschnitt so geschwächt ist, dass die Schiene bricht. Bei der Auslegung der Schiene für den Einsatz im ICE Hochgeschwindigkeitsbereich wird der Spannungsnachweis als Dauerfestigkeitsnachweis für den Schienenkopf und den Schienenfuß durchgeführt (vgl. [WLPM16]). Dieser Nachweis basiert auf den Regelungen gemäß [Mün92]. Mit der Erfüllung dieses Nachweises sollen vom Schienenkopf ausgehende Schienenbrüche, die durch Schubspannungen in Schienenquerrichtung bei Radkontakt und vom Schienenfuß durch Biegezugspannungen in Schienenfußmitte bei Zugüberfahrt erzeugt werden, verhindert werden. Im Bereich von Brücken treten jedoch aus der Interaktion zwischen Brücke und Schiene zusätzliche Beanspruchungen auf, die sich negativ auf den Dauerfestigkeitsnachweis der Biegebeanspruchung im Schienenfuß auswirken. Die durch die Schiene dauerhaft ertragbare Spannungsschwingbreite wird nicht zuletzt durch die Mittelspannung bestimmt.

7.1.1 Prüfaufgabe

Die letzten Ermüdungsfestigkeitsuntersuchungen an Eisenbahnschienen fanden in den 1980er-Jahren statt, vgl. [EL78]. Seither haben sich die Materialeigenschaften durch moderne Herstellungs- und Qualitätsüberwachungsprozesse deutlich verbessert. Um dies experimentell zu belegen, wurde die Ermüdungsfestigkeit an Schienen des Walzprofils 60E2 der Stahlsorte R260 in einem Resonanzbiegeversuch untersucht. Die zu untersuchenden Eisenbahnschienen wurden der Schienenfertigung entnommen, aus der zu jenem Zeitpunkt die Gleise für den Einbau auf der ICE-Neubaustrecke Erfurt-Leipzig/Halle stammten.

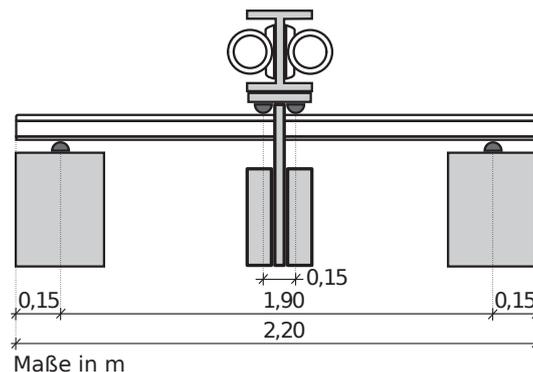


Abbildung 7.1: Vierpunktbiegeversuch zur Untersuchung der Ermüdungsfestigkeit von Eisenbahnschienen

Aus dem jeweils 60 m langen Schienenmaterial wurden Probekörper mit einer Probenlänge von 2,2 m hergestellt. An insgesamt 104 Probekörpern mit unterschiedlichen Korrosionsgraden wurde das Ermüdungsverhalten unter verschiedenen Mittelspannungsniveaus und Schwingrichtungen untersucht. Als Führungsgröße wurde bei diesen Versuchen die Spannungsschwingbreite der Stahlspannung am Schienenfuß in Feld- und Querschnittsmitte gewählt. Der Versuch wurde beendet, nachdem entweder ein Schienenbruch aufgetreten war oder eine Grenzlastwechselzahl von $5 \cdot 10^6$ Lastwechseln erreicht wurde.

7.1.2 Auslegung des Versuchsstands

Um die Vergleichbarkeit mit bestehenden Untersuchungen sicherzustellen, wurde eine Auflagerstützweite der Schienen von 1,9 m angesetzt und der Versuch als Vierpunktbiegeversuch durchgeführt. Die Prüflast wurde in Probenmitte im Abstand von 150 mm über zwei Stahlhalbrollen mit einem Durchmesser von 80 mm eingeleitet (vgl. Abb. 7.1). Aus der analytischen Berechnung mit Gl. (3.23) wurde ermittelt, dass der Probekörper bei dieser Stützweite eine erste Eigenfrequenz von 141,46 Hz hat.

Als Prüffrequenz sollten ca. 20 Hz erreicht werden. Eine variable Grundlast im Bereich von 172 kN bis 290 kN konnte eingestellt werden. Damit war es möglich, durch das Eigengewicht von Zusatzmassen eine Kraft von 15,7 kN zu realisieren, die eine Reduktion der obigen Eigenfrequenz bewirkte. Der verbleibende Anteil des variablen Grundlastbereichs wurde durch die Federkräfte der Spannfedern aufgebracht.

Um die Zielfrequenz zu realisieren müsste eine Zusatzmasse von 1600 kg in Balkenmitte positioniert werden, wodurch eine Mittelspannung am Schienenfuß von 22 MN/m^2 erreicht wurde. Durch Federn wurde eine zusätzliche variable Zusatzspannung erzeugt, um den für diese Versuchsreihe relevanten Mittelspannungsbereich von 200 MN/m^2 bis 395 MN/m^2 abdecken zu können. Die Zusammensetzung der schwingenden Massen ist in Tabelle 7.1 angegeben.

Tabelle 7.1: Zusammensetzung der schwingenden Gesamtmasse für den Versuchsstand Schienenermüdung

Baugruppe	Bauteil	Anzahl	Einzelmasse
Querhaupt			
	Querhaupttraverse	1 Stück	300,00 kg
	Massepaket	1 Stück	1218,32 kg
	Unwuchtantrieb (ohne m_u)	2 Stück	8,07 kg
	Unwuchtmassen	8 Stück	3,16 kg
	Obere Ankerplatten	2 Stück	14,52 kg
	Untere Ankerplatten	2 Stück	4,37 kg
Gesamtmasse Querhaupt 1597,52 kg			
Probekörper			
	Schiene 60E2	2,2 m	60,00 kg/m
Gesamtmasse Probekörper 132 kg			
Zugstangen			
	Zugstange	2 Stück	34,50 kg
Gesamtmasse 2 Zugstangen 69 kg			
Traversen			
	U-Profil	4 Stück	43,75 kg
	Hohlprofil	4 Stück	18,20 kg
	Untere Ankerplatte	2 Stück	10,30 kg
	Obere Ankerplatte	2 Stück	12,40 kg
	Zusatzmaterial (Schrauben, Muttern, Gewindestäbe)		5,00 kg
Gesamtgewicht 2 Traversen 298,2 kg			
Federpakete			
	Spiralfeder	20 Stück	64,47 kg
Gesamtgewicht 2 Federpakete 1289,48 kg			

Die Masse der Spiralfedern von 1289,48 kg trug nur zu einem Drittel mit 429,83 kg zur mitschwingenden Masse bei, vgl. Abschnitt 3.7. Die Ersatzmasse für die Schiene betrug 57 kg. Es ergab sich damit eine schwingende Gesamtersatzmasse von $m^* = 2451,55$ kg.

Die Ersatzsteifigkeit betrug $k^* = 45 \text{ MN/m}$. Die erste berechnete Biegeeigenfrequenz der Schiene mit den Zusatzmassen lag bei 21,54 Hz.

Zur Dimensionierung des Unwuchtantriebs ist eine Kenntnis der Systemdämpfung essentiell. Die Systemdämpfung wurde am errichteten Probekörper mittels eines Ausschwingvorgangs bestimmt. Bei einer Systemdämpfung von $D = 0,00276$ konnte ein maximaler Vergrößerungsfaktor von $V(\eta = 1) = 181$ erreicht werden. Zur Erzeugung einer maximalen Spannungsschwingbreite von 330 MN/m^2 am Schienenfuß war eine dynamische Kraft von 257 kN notwendig. Bei einem Abstimmungsverhältnis von $\eta = 0,99$ konnte eine dynamische Überhöhung von nur 47,5 erreicht werden. Die Antriebe mussten dafür 5,41 kN Unwuchtkraft erzeugen. Als Antrieb wurden zwei Unwuchtviibratoren des Herstellers Netter Vibration GmbH vom Typ NEG 25420 eingesetzt. Diese Maschinen sind Asynchronmaschinen und haben die in Tab. 7.2 aufgeführte Spezifikation.

Tabelle 7.2: Kenndaten Maschinentyp Netter NEG 25420

Eigenschaft	KenngroÙe
Unwuchtmoment	16,32 cm kg
Nennspannung	400 V
Nennstrom	0,6 A
Polpaarzahl p	2
Nenndrehzahl	1395 U/min
Stator Streuinduktivität	0,15 H
Rotor Streuinduktivität	0,15 H
Hauptinduktivität	2,22 H
Statorwiderstand	27,53 Ω

Als Leistungselektronik zur Ansteuerung der beiden Maschinen wurde jeweils ein Frequenzumrichter vom Typ Yaskawa A1000 eingesetzt. Diese Art von Frequenzumrichtern steht als industrielle Standardkomponente zur Verfügung und stellt keine Sonderkonstruktionen für diesen Anwendungsfall dar. Diese Parameter wurden zur Simulation des Schwingungsverhaltens des Resonanzversuchsstands in Abschnitt 7.1.4 verwendet.

7.1.3 Versuchsstandsrealisierung und Ergebnisse

Nach der Realisierung des Versuchsstands wurde dessen Schwingungsverhalten durch eine Modalanalyse untersucht. Dieses Vorgehen ist notwendig, um die Eigenfrequenz des Bauteils zu bestimmen. Diese KenngroÙe wird zur Konfiguration des Versuchsstands benötigt, um ein stabiles Regelverhalten bei gleichzeitig gutem Störgrößenverhalten zu erreichen. In Abb. 7.2 ist die Schwingungseigenform der ersten vertikalen Biegeeigen schwingung der

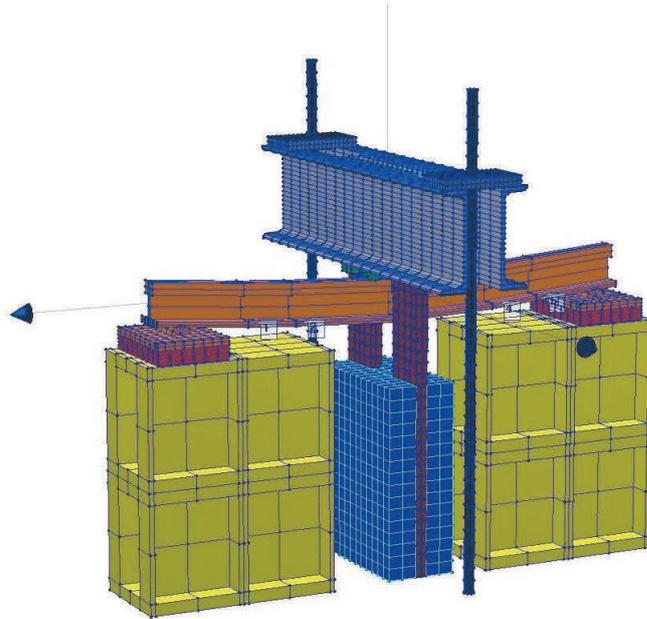


Abbildung 7.2: Durch experimentelle Modalanalyse ermittelte Schwingungseigenform der ersten Biegeeigenschwingung des Probekörpers bei einer Frequenz von 20,6 Hz

Eisenbahnschiene dargestellt, die mittels Beschleunigungsmessung aus mehreren Impulsanregungen ermittelt wurde. Die ermittelte Eigenfrequenz beträgt 20,6 Hz. Alle anderen Eigenfrequenzen liegen höher und spielen damit für diese Versuchskonfiguration keine Rolle. Dies ist aber nicht immer der Fall, wie das Beispiel in Abschnitt 7.2.3 zeigt.

Der Versuchsstand steht, wie in Abb. 7.3 dargestellt, in der Längsachse des Spannungsfelds zwischen zwei gegenüberliegenden Federkellern. Die Mittellasteinleitung erfolgt durch zwei Zugstangen. Diese befinden sich in zwei benachbarten Federkellern mit jeweils zehn Vorspannfedern.

Zur Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit wird für eine festgelegte Bruchlastwechselzahl das Treppenstufenverfahren gemäß [DIN16] angewendet. Bei diesem Verfahren hängt der Versuchsablauf immer vom Versuchsergebnis des vorausgegangenen Versuchs ab. Im Versagensfall wird das Beanspruchungsniveau um einen konstanten Wert (den äquidistanten Stufensprung) verringert, während im Fall eines Durchlaufs das Beanspruchungsniveau um diesen Betrag erhöht wird. In dem ausgeführten Versuch wurde eine Bruchlastwechselzahl von 5 000 000 Lastwechseln mit einem Stufensprung von 10 MN/m^2 untersucht. Im Zuge mehrerer Versuche dieser Art konzentriert sich das Belastungsniveau um den Mittelwert der Langzeitfestigkeit für die festgelegte Bruchlastwechselzahl. Der Abstand der Treppenstufen ist dabei so gering zu wählen, dass im Bereich des Mittelwerts auch auf den umliegenden Laststufen Durchläufer und Brüche auftreten. Durch die hohe Prüffrequenz von ca. 20 Hz dauert ein Versuchsdurchgang maximal zwei Tage und 22 Stunden, bei einem Bruch ist er auch wesentlich kürzer sein. Ein typisches Bruchbild ist in Abb. 7.4



Abbildung 7.3: Realisierter Versuchsstand zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Eisenbahnschienen



Abbildung 7.4: Bruchfläche einer Schiene nach 1 271 709 Lastwechseln, die bei einer Spannungsschwingbreite am Schienenfuß von 290 MN/m^2 geprüft wurde

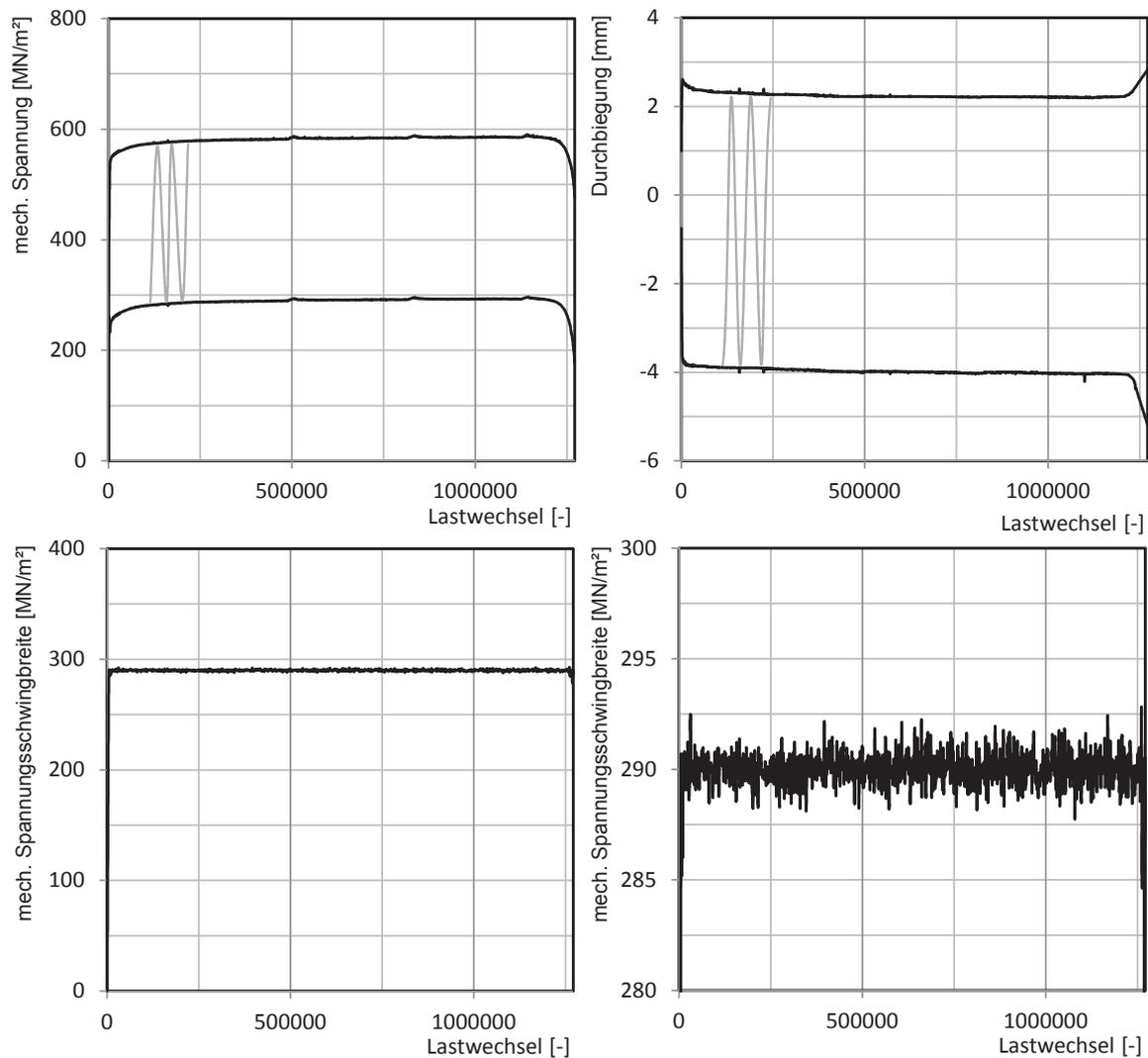


Abbildung 7.5: Verlauf der mechanischen Spannung am Schienenfuß und der Durchbiegung in Feldmitte während des Ermüdungsversuchs (oben), sowie der mechanischen Spannungsschwingbreite als Regelgröße (unten)

dargestellt. Bei diesem Probekörper breitete sich der Ermüdungsanriss von der Schienenfußmitte aus, bis ein Spröbruch zum Versagen führte. Die Position des wachsenden Anrisses variierte zwischen den einzelnen Probekörpern. Meist waren vorhandene Kerben Ausgangspunkt dieser Anrisse.

Für die Realisierung exzellenter Versuchsergebnisse ist u. a. die Güte der Regelung ausschlaggebend. Bei der beschriebenen Art von Versuchen soll ein bestimmter Messwert, z. B. die Spannungsschwingbreite, auf einem möglichst konstanten Niveau gehalten werden. Diese Anforderung verlangt ein gutes Störgrößenverhalten, um die Abweichung vom Sollwert möglichst schnell ausregeln zu können. In den Messdaten eines Versuchs mit einer Sollspannungsschwingbreite von 290 MN/m^2 (vgl. Abb. 7.5) lässt sich erkennen, dass die Sollspannungsschwingbreite über den gesamten Versuchsverlauf konstant gehalten werden konnte, auch wenn sich das absolut gemessene mechanische Spannungsmaxi-

mum und Spannungsminimum veränderten. Zu Versuchsbeginn stieg der Mittelwert der gemessenen Zugspannungen leicht an. Dies ist auf ein plastisches Fließen und Nachverfestigen des Stahls sowie auf den Temperatureinfluss des sich erwärmenden Materials im Versuchsverlauf zurückzuführen. Da die mittlere Durchbiegung ebenfalls leicht zunahm, kann davon ausgegangen werden, dass der Stahl über den elastischen Bereich hinaus belastet wurde. Es muss angemerkt werden, dass bei rein plastischer Verformung der E-Modul nach Entlastung im linearen Bereich bis zur Streckgrenze stets konstant ist. Nur bei Schädigungen, die zu einer Verringerung der Steifigkeit führen, verringert sich der Anstieg im Spannungs-Dehnungs-Diagramm. Kleinere Spannungsanstiege, wie beispielsweise bei ca. 500 000 Lastwechseln, korrelieren eindeutig mit Heizperioden der Versuchshallenheizung. Die realisierten Spannungsschwingbreiten weichen mit einer Standardabweichung von $0,8 \text{ MN/m}^2$ vom Sollwert ab. Diese lässt sich jedoch zum Großteil auf das Messrauschen des zur Bestimmung der mechanischen Spannung eingesetzten Dehnungsmessstreifen (DMS) zurückführen. Die DMS haben auch im belastungsfreien Zustand bei der angewendeten Messrate eine durch Messrauschen bedingte Standardabweichung von $1,38 \text{ } \mu\text{m/m}$. Dies entspricht einer Standardabweichung der mechanischen Spannung aus dem reinen Messrauschen der Dehnungsmessung von $0,29 \text{ MN/m}^2$ bereits bei Stillstand des Versuchs. Während des gesamten Versuchs bis zum Bruch bei $1,27 \cdot 10^6$ Lastwechseln wurde die Soll-Spannungsschwingbreite von 290 MN/m^2 um maximal $2,48 \text{ MN/m}^2$ überschritten und $2,26 \text{ MN/m}^2$ unterschritten. Die zulässige Abweichung gemäß [DIN16] beträgt $4,35 \text{ MN/m}^2$ bei dieser Spannungsschwingbreite. Damit erfüllt der realisierte Versuchsstand die Anforderung an eine stabile Erzeugung der Beanspruchung.

7.1.4 Vergleich zwischen realem Versuchsstand und Simulation

Bevor der Resonanzversuchsstand realisiert wurde, konnte das Zusammenwirken aller Systemkomponenten und ihr dynamisches Verhalten einschließlich der Regelung simuliert werden. In der Simulation wurden die Parameter für die Leistungselektronik, die Antriebsmaschinen, die Unwuchtantriebe, die Systemdynamik des Probekörpers sowie die Regelparameter für Drehzahlregelung und Phasensynchronisation verwendet. Zur Validierung wurden Sollspannungsschwingbreiten im Bereich von 80 MN/m^2 bis 320 MN/m^2 in einer Schrittweite von 20 MN/m^2 vorgegeben und dabei der Momentanwertverlauf der Schienen-spannung betrachtet. Bei der Simulation wurde jede Laststufe für 20 s gehalten, während bei der Vergleichsmessung am realen Versuchsstand die Laststufen für durchschnittlich 300 s gehalten wurden. In der Simulation wurden die Laststufen durch Sollwertsprünge realisiert. Beim realen Vergleichversuch wurden die aufeinander folgenden Laststufen über einen Zeitraum von ca. 20 s langsam angefahren.

Um die Güte der Regelung zu bewerten, wurde untersucht, wie exakt die Spannungs-

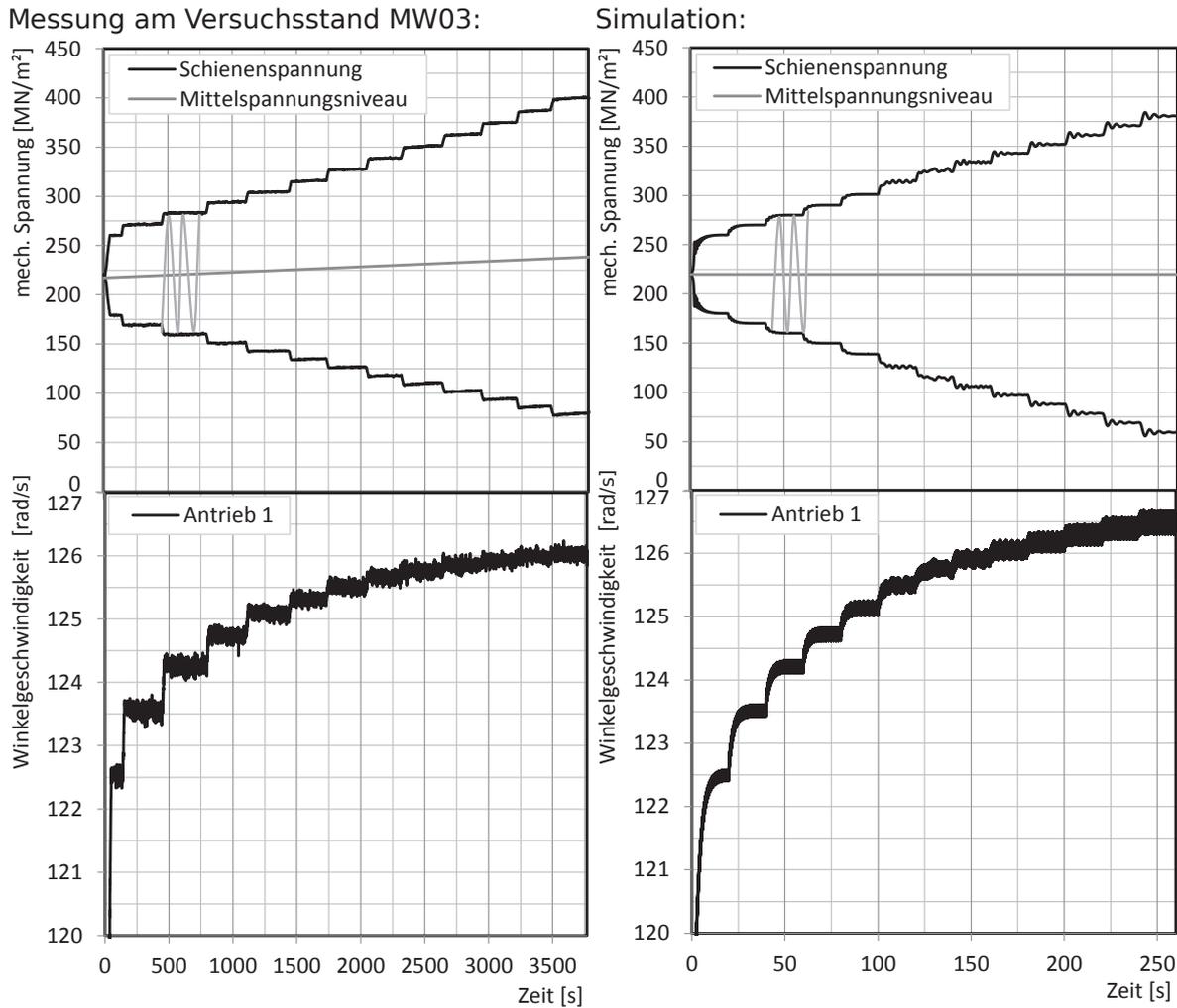


Abbildung 7.6: Vergleich zwischen realem Ermüdungsversuch von Schienen am Versuchsstand MW03 (links) und dessen Simulation (rechts)

schwingbreite bei konstantem Sollwert eingehalten wurde. Alle Sollspannungen wurden sowohl im realen Versuch als auch in der Simulation ohne bleibende Abweichung erreicht, d.h. die Regelung war stationär genau und alle realisierten Spannungsschwingbreiten waren stabil. Am realen Versuchsstand trat bei einer Soll-Spannungsschwingbreite von 320 MN/m^2 eine Standardabweichung von $0,53 \text{ MN/m}^2$ der Spannungsschwingbreite auf. In der Simulation betrug die Standardabweichung der Spannungsschwingbreite $0,42 \text{ MN/m}^2$. Durch die Sollwertsprünge in der Simulation trat ein geringes Überschwingen bei höheren Laststufen auf. Bei der Messung am Versuchsstand wurden die Laststufen langsam angefahren, daher ist kein Überschwingen aufgetreten, vgl. Abb. 7.6. Das Mittelspannungsniveau stieg bei der Messung über den Versuchszeitraum nahezu linear an. Dieser Anstieg korreliert mit der Eigenerwärmung des Probekörpers und ist ein Temperatureinfluss auf die Dehnungsmessung mit DMS, der sich nur auf die absolute Dehnung, nicht aber auf die Spannungsschwingbreite auswirkt. Unter Berücksichtigung dieses Effekts stimmen die Schwingungsverhalten von Simulation und realem Versuch sehr gut

überein.

In Abb. 7.6 werden die Winkelgeschwindigkeiten des ersten Antriebs des realen Versuchs und der Simulation verglichen. Dieser Antrieb gibt den Phasenwinkel für die Phasensynchronisation vor. Die Interaktion zwischen Bauteil und Unwuchtantrieb und der Einfluss der Erdanziehung auf die Unwuchtmassen erzeugte bei einer Spannungsschwingbreite von 320 MN/m eine Schwankung der Drehfrequenz von 0,057 Hz im realen Versuch und von 0,060 Hz in der Simulation. Bei der Simulation wurde die Winkelgeschwindigkeitsänderung während einer Umdrehung berechnet, während im realen Versuch nur die mittlere Winkelgeschwindigkeit einer Umdrehung gemessen wurde. Anhand des Anstiegs der Winkelgeschwindigkeit zwischen den Laststufen lässt sich das nichtlineare Verhalten zwischen Spannungsschwingbreite und Erregerfrequenz erkennen. Die Spannungsschwingbreite wurde schrittweise linear gesteigert und die Winkelgeschwindigkeit näherte sich dabei in immer kleineren Zuwächsen der Resonanzfrequenz an. Beim Übergang von Laststufe 300 MN/m auf Laststufe 320 MN/m betragen diese Geschwindigkeitszuwächse im Versuch 0,04 rad/s bzw. 0,0064 Hz und in der Simulation 0,08 rad/s bzw. 0,0127 Hz. Im realen Versuch lag die Drehfrequenzsteigerung zwischen diesen beiden Laststufen um fast eine Zehnerpotenz niedriger als die durch den Antrieb erzeugten Schwankungen der Drehfrequenz. Wird diese Differenz zu klein, kann die Schwingung instabil werden.

Durch eine Vorabsimulation des Resonanzversuchsstands konnte gezeigt werden, dass diese Bauteiluntersuchung mit den gewählten Antrieben, Komponenten und Parametern realisierbar ist.

7.1.5 Leistungsaufnahme

Der größte Vorteil des Resonanzversuchsstands sind seine extrem niedrigen Energieverbrauchs-kosten. Dies kommt insbesondere bei Langzeitversuchen im High-Cycle-Fatigue- und Very-High-Cycle-Fatigue-Bereich zum Tragen. Im Folgenden soll die Leistungsaufnahme eines Resonanzversuchsstands am Beispiel des Versuchsstands zur Schienen-ermüdung untersucht und der konventionellen hydraulischen Versuchstechnik gegenübergestellt werden.

Zur Bestimmung der Leistungsaufnahme wurde ein Leistungsanalysator vom Typ Yokogawa WT1800 verwendet. Die einzelnen Strangströme wurden auf der Maschinenseite über Stromsensoren vom Typ LEM IT-60S gemessen (vgl. Abb. 7.7). Die Spannungen wurden direkt an den drei Strängen unter Verwendung eines künstlichen Sternpunkts gemessen. Für unterschiedliche Spannungsschwingbreiten der Stahlspannung am Schienenfuß wurden die Momentanwerte der Wirk-, Schein- und Blindleistung sowie der Mittelwert der Energieaufnahme über einen Zeitraum von drei Minuten bestimmt. Die Leistungsmessungen zeigten eine hohe Blindleistung, was für eine Asynchronmaschine typisch ist. Im unteren

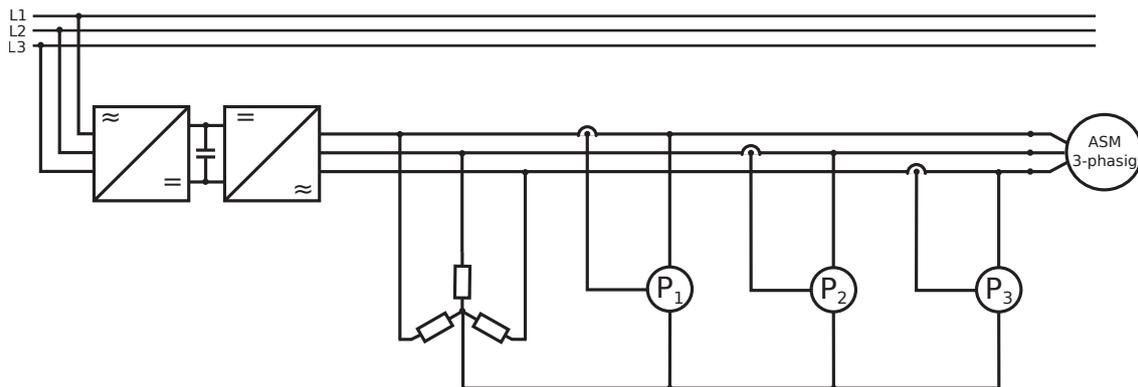


Abbildung 7.7: Schaltplan der maschinenseitigen Leistungsmessung an einem Unwuchtantrieb während des Versuchs

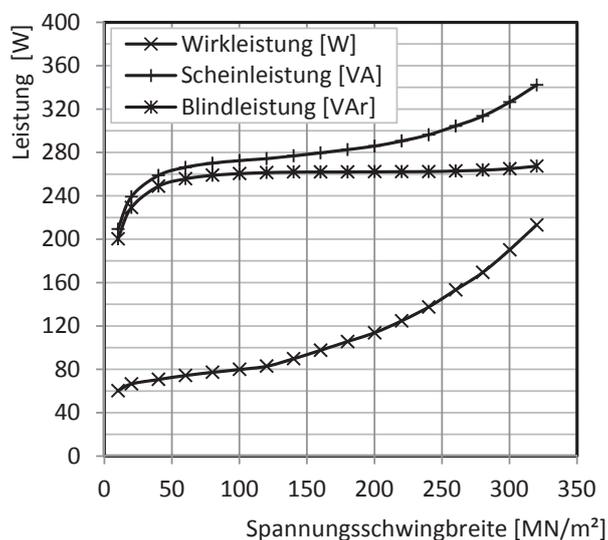


Abbildung 7.8: Leistungsaufnahmen für einen Unwuchtantrieb für unterschiedliche Spannungsschwingbreiten am Schienenfuß

Beanspruchungsbereich bis ca. 80 MN/m^2 stieg die Blindleistung an, da der Magnetisierungsstrom vom Frequenzumrichter gesteigert wurde. Oberhalb von 80 MN/m^2 war sie über einen großen Bereich bei ca. 262 VAr je Antrieb konstant. Wird nur die Wirkleistung, also die durch den Antrieb umgesetzte Leistung betrachtet, zeigt sich eine quadratische Abhängigkeit der Wirkleistung von der Spannungsschwingbreite. Für den Ermüdungsversuch an den Schienen ergibt sich bei einer Spannungsschwingbreite von 320 MN/m^2 eine Wirkleistung von 426 W für beide Unwuchtantriebe. Für einen Ermüdungsversuch mit einer Grenzlastwechselzahl von $5 \cdot 10^6$ Lastwechseln bedeutet das einen maximalen Energiebedarf von $30,19 \text{ kWh}$ pro Versuch, falls kein vorzeitiges Bauteilversagen zu einem Versuchsabbruch führt und die Antriebe daher angehalten werden.

Würde dieser Versuch mit der hydraulischen Prüfanlage des Instituts für Massivbau durch-

geführt, deren gemessene Leistungsaufnahme im dynamischen Prüfbetrieb 86,1 kW bei einer Prüffrequenz von 5 Hz beträgt, entstände ein Energiedarf von 23 926 kW h pro Versuch. Beim Resonanzversuch wird nur der 792-te Teil an Energie benötigt und die Prüfzeit auf ein Viertel verkürzt.

7.2 Versuchsstand 2 - Langzeitfestigkeit von Stahlbetonbalken

7.2.1 Prüfaufgabe

Mit diesem Versuch sollte das Ermüdungsverhalten von Stahlbeton am Beispiel eines vorhandenen Stahlbetonbalkens im Very-High-Cycle-Fatigue-Bereich bei konstanter Stahlspannungsschwingbreite im Bewehrungsstahl untersucht werden. Es sollte gezeigt werden, dass mittels Resonanzprinzip und dem Auslegungsverfahren erstmals effektive und effiziente Großversuche mit diesen extrem hohen Lastwechselzahlen durchgeführt und dabei exzellente Ergebnisse realisiert werden können. Ziel des Versuchs war es, ein Biegezugversagen durch die Ermüdung des Bewehrungsstahls bei einer planmäßigen Bruchlastwechselzahl von ca. $1 \cdot 10^8$ zu erreichen. Zudem sollte untersucht werden, welchen Einfluss die Installation von DMS im Rissbereich der Zugbewehrung hat, wenn dadurch der Verbund zwischen Beton und Bewehrungsstahl beeinträchtigt wird.

7.2.2 Auslegung des Versuchsstands

Für die Untersuchung wurde ein Resonanzversuchsstand für einen Stahlbetonbalken mit einer Länge von 2,3 m und einer Stützweite von 1,9 m entworfen. Der für diesen Versuch ausgelegte Stahlbetonbalken hatte eine Höhe von 30 cm und eine Breite von 20 cm. Der Balken war ausschließlich mit einer Biegezugbewehrung ausgestattet, die aus drei Bewehrungsstäben mit einem Durchmesser von 16 mm bestand, vgl. Abb. 7.9.

Auf einem äußeren und dem mittigen Bewehrungsstab wurden in der Feldmitte des Balkens Dehnungsmessstreifen installiert, die als Vollbrückenschaltung die reine Längsdehnung des Stahls gemessen haben. Aus dieser Dehnungsmessung wurde, einen einachsigen Spannungszustand voraussetzend, die mechanische Spannung bestimmt. Der Biegeanteil, der durch die Probekörperdurchbiegung entsteht, wurde durch die Messanordnung der DMS kompensiert. Dieses Vorgehen ist konform mit dem Nachweisverfahren für Betonstahl gemäß [DIN11]. In diesem Verfahren werden ausschließlich Längsdehnungen zur Berechnung der Bruchlastwechselzahl auf Grundlage von Wöhlerlinien verwendet. Um die Dehnungsmessstreifen zu installieren, wurden die Rippen im Bereich von 5 cm vor und hinter der DMS-Vollbrücke über den gesamten Umfang des Bewehrungsstabs entfernt.

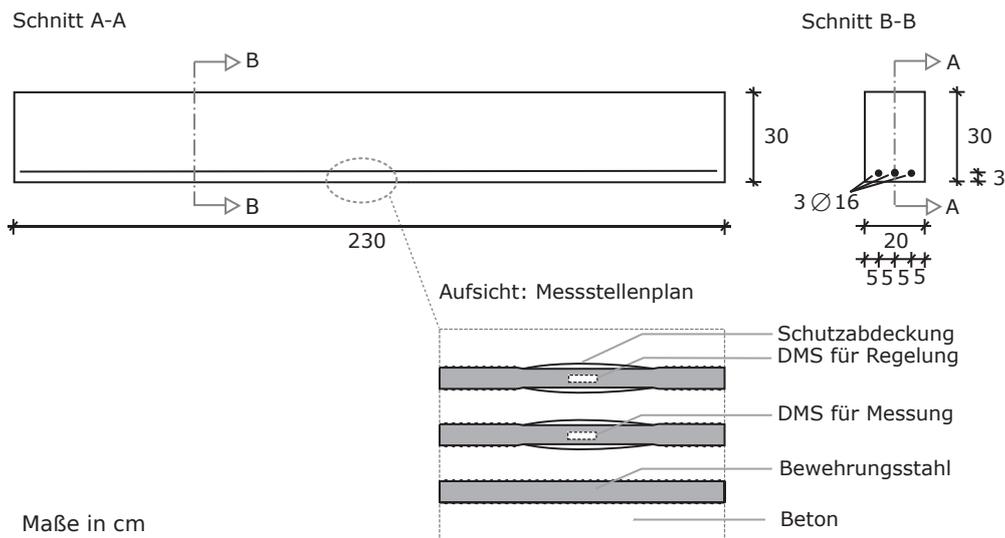


Abbildung 7.9: Bewehrungszeichnung und Messstellenplan für Probekörper zur Durchführung eines Very-High-Cycle-Fatigue-Tests

Durch die Schutzabdeckung aus Butylkautschuk zum Schutz der Dehnungsmessstreifen wurde sichergestellt, dass es in diesem Bereich keinen Verbund zwischen Stahl und Beton gab. Beim dritten Bewehrungsstab wurden die Rippen nicht entfernt und es bestand der Verbund zwischen Stahl und Beton. Neben der Stahlspannung wurde die Durchbiegung des Probekörpers in Feldmitte durch einen Laserdistanzaufnehmer gemessen. Aus der Berechnung ergab sich eine notwendige Spannungsschwingbreite im Betonstahl von $97,42 \text{ MN/m}^2$. Das Mittelspannungsniveau von 76 MN/m^2 wurde durch eine Masse mit einem Gewicht von 1960 kg sowie einer zusätzlichen Federvorspannung von 11 kN realisiert. Die schwingende Massenkonfiguration ergibt sich aus Tab. 7.3. Die mitschwingende Masse der Spiralfedern betrug $429,83 \text{ kg}$ und die Ersatzmasse des einzelnen Stahlbetonbalkens $142,5 \text{ kg}$. Es ergibt sich damit eine schwingende Gesamtersatzmasse von $m^* = 2542,05 \text{ kg}$. Die Ersatzsteifigkeit des Stahlbetonbalkens beträgt $k^* = 96,5 \text{ MN/m}$. Aus dieser Versuchsstandkonfiguration ergibt sich für den Stahlbetonbalken im ungerissenen Zustand (Zustand I) eine berechnete Eigenfrequenz der ersten Biegeeigenform von $31,63 \text{ Hz}$. Nach der Rissbildung reduziert sich diese Eigenfrequenz im gerissenen Zustand (Zustand II) auf $20,41 \text{ Hz}$. Ohne die Zusatzmasse hat der ungerissene Stahlbetonbalken eine berechnete Eigenfrequenz von $129,29 \text{ Hz}$. Um die notwendige Unwuchtkraft bei diesem Versuch zu erzeugen, wurden zwei Unwuchtantriebe vom Typ Netter NEG 502270 eingesetzt. Diese Unwuchtantriebe erzeugen bis zu einer Frequenz von 50 Hz jeweils ein Unwuchtmoment von $M_U = 23 \text{ kg cm}$. Die Simulationsparameter für diesen Unwuchtantrieb sind in Tab. 7.4 angegeben.

Tabelle 7.3: Zusammensetzung der schwingenden Gesamtmasse für den Versuchsstand Stahlbetonerholung

Baugruppe	Bauteil	Anzahl	Einzelmasse
Querhaupt			
	Querhaupttraverse	1 Stück	300,0 kg
	Massepaket	1 Stück	1218,3 kg
	Unwuchtantrieb (ohne m_u)	2 Stück	45,4 kg
	Unwuchtmassen	4 Stück	2,3 kg
	Obere Ankerplatten	2 Stück	14,5 kg
	Untere Ankerplatten	2 Stück	4,4 kg
Gesamtmasse Querhaupt 1656,1 kg			
Probekörper			
	Stahlbeton	1,9 m	150,0 kg/m
Gesamtmasse Probekörper 285 kg			
Zugstangen			
	Zugstange	2 Stück	34,5 kg
Gesamtmasse 2 Zugstangen 69 kg			
Traversen			
	U-Profil	4 Stück	43,6 kg
	Hohlprofil	4 Stück	18,2 kg
	Untere Ankerplatte	2 Stück	10,3 kg
	Obere Ankerplatte	2 Stück	12,4 kg
	Zusatzmaterial (Schrauben, Muttern, Gewindestäbe)		5,0 kg
Gesamtgewicht 2 Traversen 297,6 kg			
Federpakete			
	Spiralfedern	20 Stück	64,5 kg
Gesamtgewicht 2 Federpakete 1290,0 kg			

7.2.3 Versuchsstandrealisierung und Ergebnisse

Zur Realisierung des Versuchs wurden entlang der Längsachse des Spannfelds (Abb. 4.3) zwei Auflager mit einer Stützweite von 1,9 m errichtet. Auf diesen Auflagern wurde der

Tabelle 7.4: Kenndaten Maschinentyp Netter NEG 502270

Eigenschaft	KenngroÙe
Unwuchtmoment	23 kg cm
Nennspannung	400 V
Nennstrom	3,5 A
Polpaarzahl p	1
Nennrehzahl	2990 U/min
Stator Streuinduktivität	0,025 H
Rotor Streuinduktivität	0,025 H
Hauptinduktivität	0,3819 H
Statorwiderstand	0,23 Ω

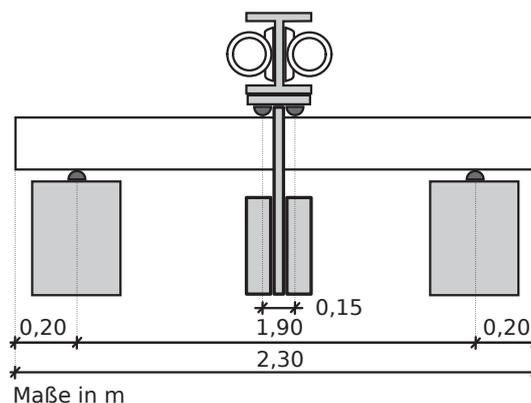


Abbildung 7.10: Lasteinleitungsstruktur zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Stahlbetonbalken

Stahlbetonbalken auf Halbbrollen aufgelagert, um ihn als gelenkig gelagerten Einfeldträger belasten zu können. Die Krafteinleitung erfolgte über das Querhaupt in Feldmitte als Vier-Punkt-Biegeversuch. Die Mittellast von 30,23 kN wurde durch die Lasteinleitung mit Massepaket und die Federvorspannung aufgebracht, vgl. Abb. 7.10. Der Ermudungsversuchsstand ist in Abb. 7.11 dargestellt.

Da die Oberlast über der Zugfestigkeit des Betons liegt, beginnt die Rissbildung gleich nach Versuchsbeginn, sobald die Zielspannungsschwingbreite angefahren wird. Um den Ablauf der Rissbildung beim Resonanzversuch näher untersuchen zu können, wurde in einem ersten Experiment, das getrennt vom eigentlichen Ermüdungsversuch ausgeführt wurde, der Versuchsstand mit einer Drehzahlregelung betrieben. Im Versuch wurde durch die Unwuchtantriebe eine konstante Anregungsfrequenz erzeugt, die in 0,1 Hz-Schritten erhöhet wurde. Die Unwuchtscheiben waren dabei auf 14 % des maximalen Unwuchtmoments eingestellt, damit der Probekörper beim berschreiten der Resonanzfrequenz nicht



Abbildung 7.11: Realisierter Versuchsstand zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens von Stahlbetonbalken im Very-High-Cycle-Fatigue-Bereich (nach Versuchsende)

versagte. Da im Zustand I die Zugspannungen auch über den Beton abgetragen werden, führt die Rissbildung zur Umlagerung der Spannungen im Bewehrungsstahl und damit zu einem Anstieg der gemessenen Mittelspannung. Beim Erreichen einer Anregungsfrequenz von 23,35 Hz setzte im Versuch die Rissbildung ein (vgl. Abb. 7.12) und es verringerte sich die Eigenfrequenz des Stahlbetonbalkens, wodurch die Spannungsschwingbreite weiter anstieg. Das Reißen des Betons trat bei dieser Anregung nicht schlagartig ein, sondern vollzog sich über einen Zeitraum von ca. 18 s. Da der Versuch drehzahlregelt war, stieg die Beanspruchung des Balkens mit sinkender Bauteileigenfrequenz immer weiter an, wodurch sich der Rissbildungsvorgang beschleunigte. Nach Abschluss der Rissbildung lag die Eigenfrequenz unterhalb der Anregungsfrequenz, d. h. die Resonanzfrequenz wurde übersprungen. Das Einschwingverhalten der Spannungsschwingbreite nach Abschluss der Rissbildung entspricht hier dem in Abschnitt 6.8.4 identifizierten Verhalten, was durch das Überschwingen nach Erreichen des Zustands II deutlich sichtbar ist.

Der Langzeitversuch wurde am gleichen Probekörper durchgeführt. Vor Versuchsbeginn wurde erneut eine Nullmessung bei entlastetem Stahlbetonbalken unter Eigengewicht durchgeführt. Der Balken befand sich nun im Zustand II. Die mit Dehnungsmessstreifen ausgestatteten Bewehrungsstäbe zeigten in der Messung unter Eigenlast und Last der Zusatzmasse eine Spannung von 45 MN/m^2 . Durch den Vergleich mit der rechnerisch erwarteten Stahlmittelspannung von 76 MN/m^2 kann festgestellt werden, dass die teilweise glattgeschliffenen Stäbe im Rissbereich weniger Kräfte übertragen als der Be-

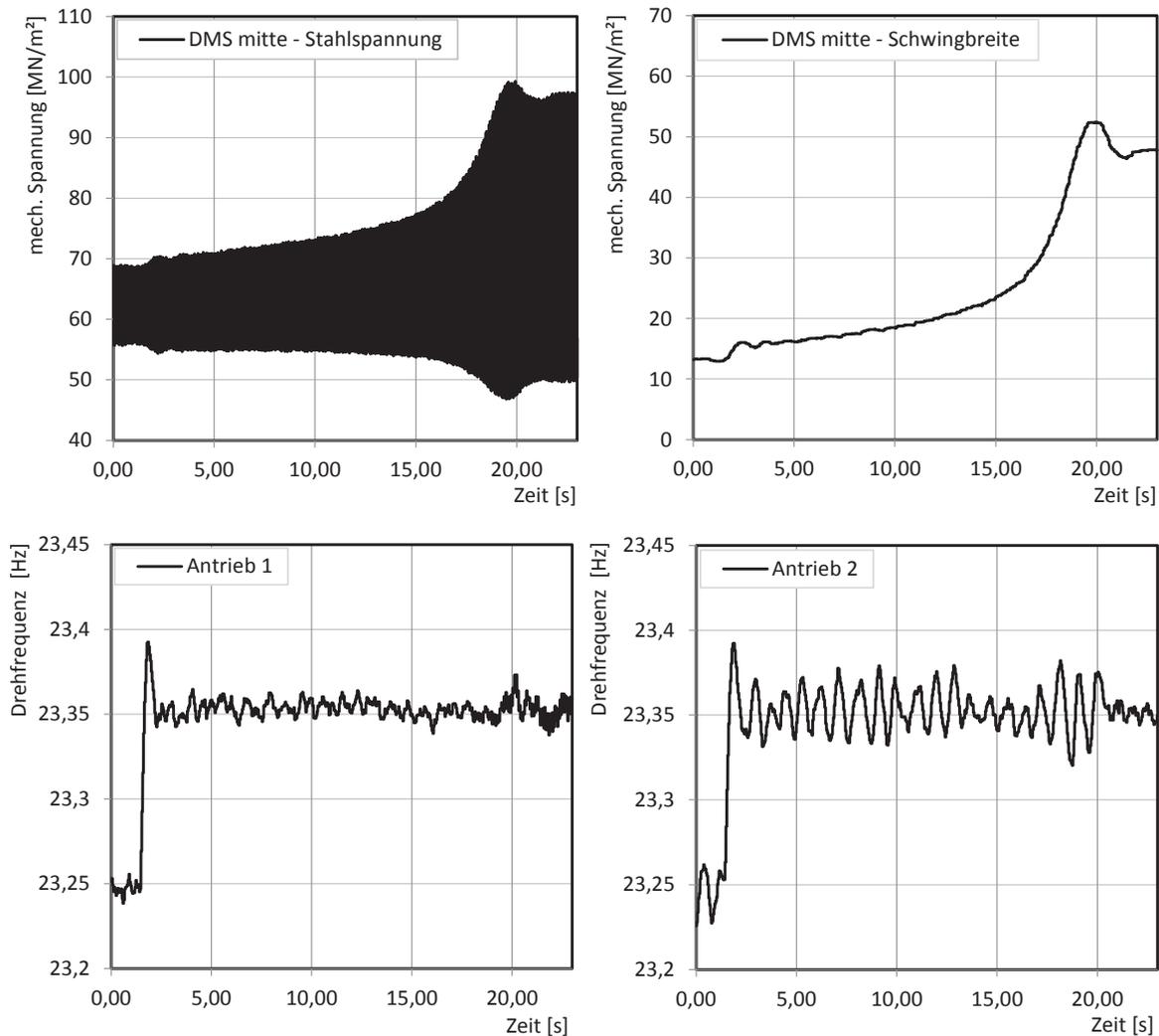


Abbildung 7.12: Gemessenes Schwingungsverhalten des Stahlbetonbalkens beim Übergang vom ungerissenen in den gerissenen Zustand im Resonanzversuch

wehrungsstahl mit vollem Verbund. Dies betrifft sowohl die statische Mittelspannung als auch die Spannungsschwingbreite. Um einen Resonanzversuch an Stahlbeton mit konstanter Stahlspannungsschwingbreite durchzuführen, muss daher besonders auf die durch die DMS-Installation verringerte Verbundwirkung zwischen Beton und Bewehrungsstahl geachtet werden. Als Lösungsvorschlag wird empfohlen, die Rippung nur in einem möglichst kleinen Bereich zu entfernen. Gegebenenfalls können auch weitere Bewehrungsstäbe der Zugbewehrung ohne DMS, die im gleichen Querschnitt liegen, auch mit Abdeckmaterialien ausgestattet werden, um eine ähnliche Störung des Verbunds zu erzeugen. Da ein Dehnungsmesstreifen die mittlere Dehnung über seiner Messgitterlänge misst, muss im Rissbereich eine möglichst konstante Dehnungs- und damit auch Spannungsverteilung erreicht werden. Dies wird durch die Verminderung des Verbunds im Rissbereich begünstigt.

Der Sollwert der Spannungsschwingbreite wurde nicht auf 100 MN/m² gesetzt, sondern

auf 70 MN/m^2 reduziert. Das eingestellte Unwuchtmoment betrug 65 % des Maximalunwuchtmoments und die Schwingfrequenz 18,4 Hz. Nach $3,16 \cdot 10^7$ Lastwechseln wurde die Soll-Spannungsschwingbreite um 10 MN/m^2 auf 80 MN/m^2 angehoben. Damit verbunden war ein langsamer, aber deutlicher Anstieg der Durchbiegungsschwingbreite von 1,128 mm auf 1,452 mm. Da dieser Vorgang nicht innerhalb weniger Lastwechsel ablief, wird vermutet, dass der Balken durch Degradation des Verbunds im Rissbereich des intakten Bewehrungsstahls weiter aufriss. Dass die gemessene Mittelspannung während dieses Vorgangs nahezu konstant blieb, stützt diese Vermutung. Die Soll-Spannungsschwingbreite von 80 MN/m^2 wurde vom Resonanzversuchsstand über den verbleibenden Langzeitversuch konstant gehalten, auch nach dem Bruch des ersten Bewehrungsstabs. Dabei wurde die Unterspannung um maximal 1,75 % unterschritten und die Oberspannung um maximal 1,98 % bezogen auf die halbe Spannungsschwingbreite bzw. Spannungsamplitude von 40 MN/m^2 überschritten und lag damit deutlich unter den geforderten 3 % der [DIN16]. Die Mittelspannung blieb bis zum Bruch des ersten Bewehrungsstabs nahezu konstant. Bei der mittleren Durchbiegung konnte bis zu diesem Zeitpunkt ein kontinuierliches Ansteigen von $0,0154 \text{ mm je } 1 \cdot 10^6$ Lastwechsel festgestellt werden. Der Bruch des ersten Bewehrungsstabs trat nach 98 948 742 Lastwechseln auf. Es handelte sich dabei um den äußeren Bewehrungsstab mit intakter Rippung. Verbunden mit dem Bruch war ein Anstieg der Mittelspannung in den verbliebenen Bewehrungsstäben von $50,8 \text{ MN/m}^2$ auf $67,2 \text{ MN/m}^2$. Da die Spannungsschwingbreite durch den Resonanzversuchsstand auch nach dem Bruch des Bewehrungsstahls konstant gehalten wurde, reduzierte sich die Durchbiegungsschwingbreite von 1,398 mm auf 1,061 mm. Dabei blieb die maximale Durchbiegung konstant (vgl. Abb. 7.13), nur die mittlere und die minimale Durchbiegung nahmen in Richtung der maximalen Durchbiegung zu. Dieses Verhalten zeigte sich auch beim Bruch des zweiten Bewehrungsstabs. Dieser trat nach 118 912 484 Lastwechseln beim mittleren Bewehrungsstab ein, nachdem die Soll-Spannungsschwingbreite zuvor von 80 MN/m^2 auf 120 MN/m^2 erhöht worden war. Bei 120 570 731 Lastwechseln versagte der dritte Bewehrungsstab und damit der Stahlbetonbalken. Der Versuch wurde daraufhin automatisch angehalten. Durch die Haltekonstruktionen an den Balkenenden, die den Querhaupt als zusätzliche Lagesicherung dienen, wurden beide Balkenhälften festgehalten.

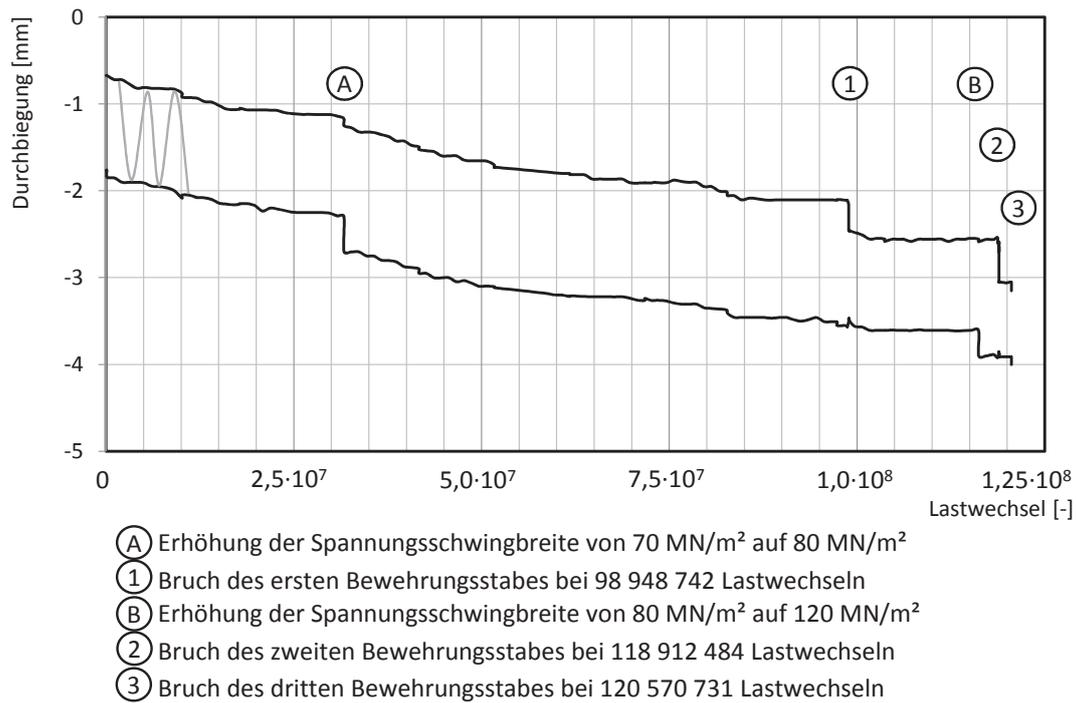


Abbildung 7.13: Verlauf von maximaler und minimaler Durchbiegung des Probekörpers in Feldmitte im Langzeitversuch Stahlbetonermüdung

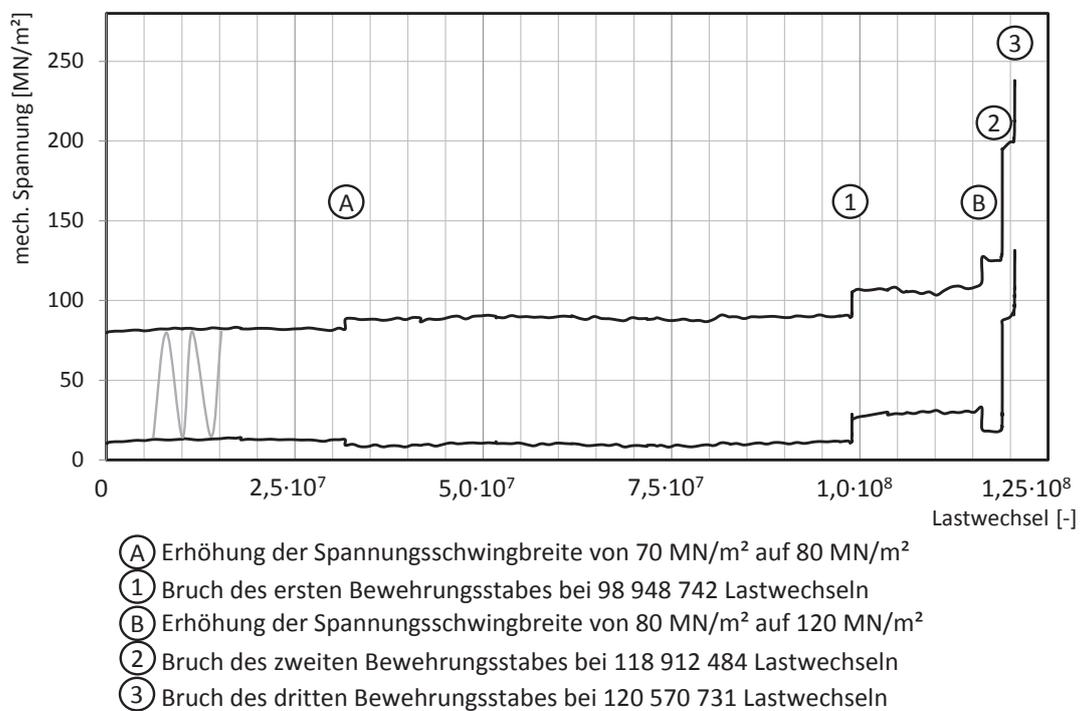


Abbildung 7.14: Verlauf von Oberspannung und Unterspannung im Langzeitversuch Stahlbetonermüdung



Abbildung 7.15: Gerissene Bewehrung des Stahlbetonbalkens

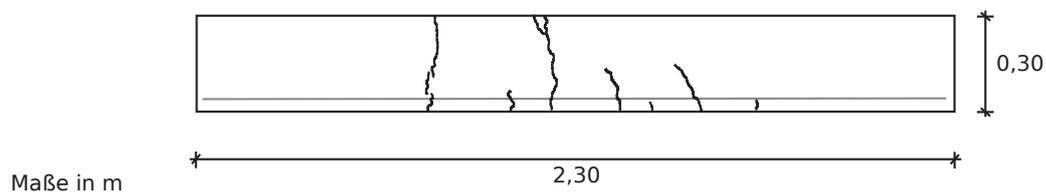


Abbildung 7.16: Rissbild des Stahlbetonbalkens

Nach Versuchsende wurden die Bewehrungsstäbe noch vermessen und mittels Farbeindringmethode auf weitere Anrisse untersucht. Die Bewehrungsstäbe ohne DMS-Installation brachen direkt im Rissbereich. Die Bewehrungsstäbe mit DMS-Installation brachen 6,1 cm vom Riss entfernt an dem Punkt, an dem eine Rippe den Verbund zum Beton wieder hergestellt hatte, s. Abb. 7.15. Im Bereich der DMS-Installation konnten keine weiteren Anrisse festgestellt werden. Während des Versuchs wurde die Rissentwicklung des Betonbalkens beobachtet. Zum Zeitpunkt des Versagens zeigt sich ein Rissbild, das in Abb. 7.16 dargestellt ist.

7.3 Versuchsstand 3 - Spannungsumlagerungen in Spannbeton

7.3.1 Prüfaufgabe

Im Forschungsprojekt ProBeton wurde das Ermüdungsverhalten von Spannbetonkonstruktionen unter Biegebeanspruchung untersucht, mit dem Ziel, die Anzahl von Windenergieanlagen im Offshorebereich in Betonbauweise zu erhöhen. Bei dieser Anwendung von Beton hat die Ermüdungsbeanspruchung, die aus der kombinierten Einwirkung von Wind, Wellen und Eigendynamik der Anlagen resultiert, eine außerordentlich große Bedeutung. Aus der Kenntnis, wie sich Betonspannungen in biegebeanspruchten Bauteilen

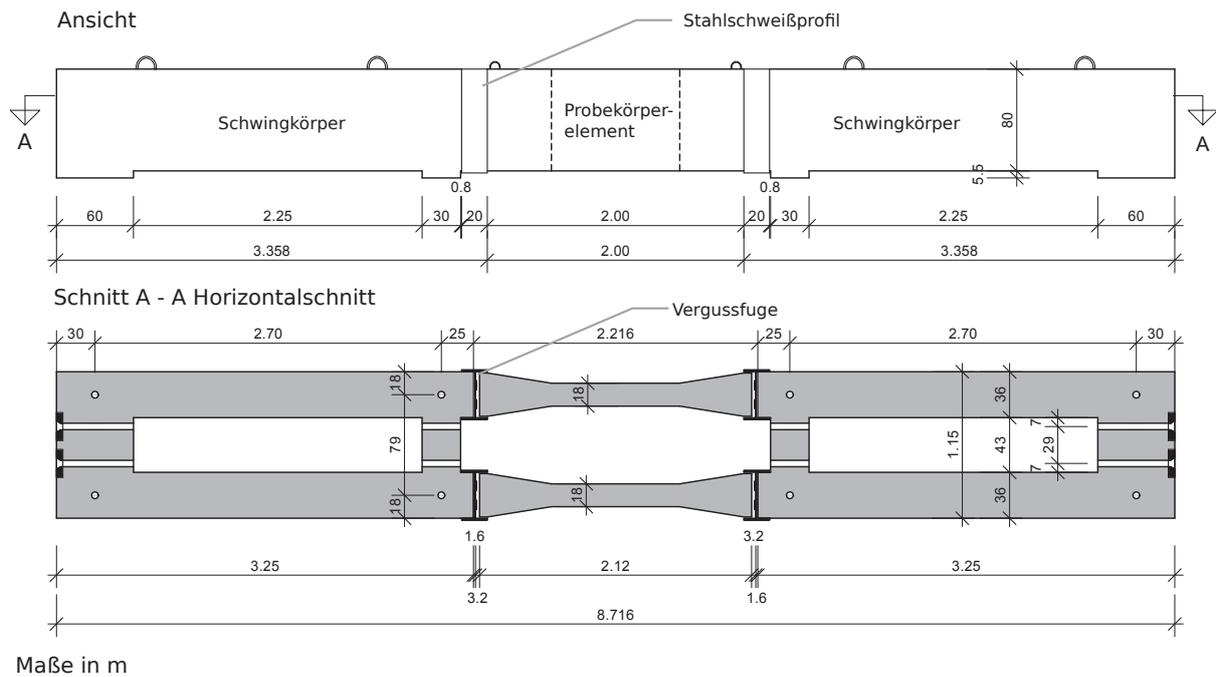


Abbildung 7.17: Probekörper aus Spannbeton

qualitativ und quantitativ von der hoch beanspruchten äußeren Faser ins Innere umlagern, lassen sich Abschätzungen über die Lebensdauer von Gründungskonstruktionen ableiten, die über der derzeitigen Auslegungslebensdauer liegen. Damit kann entweder ein längerer Betrieb von Windenergieanlagen ermöglicht werden oder die bestehenden Gründungsstrukturen können erneut für leistungsfähigere Windenergieanlagen im Zuge des sogenannten „Repowerings“ genutzt werden. Zur Untersuchung der Spannungsumlagerung wurden sechs Probekörper aus Spannbeton mit einer großen Querschnittshöhe hergestellt, die unter Belastung mit einer konstanten Kraftschwingbreite getestet wurden.

7.3.2 Auslegung des Versuchsstands

Die Probekörperbalken für diesen Versuch hatten eine Länge von 8,716 m und eine Höhe von 0,80 m und waren aus vier Elementen aufgebaut. Die äußeren beiden Elemente werden als Schwingkörper bezeichnet. An deren Außenseite befanden sich Ankerplatten für bis zu acht Spannstähle und an der Innenseite jeweils zwei Vergussfugen, an die Probekörper-elemente angeschlossen wurden. Zwischen den Schwingkörpern konnten zwei Probekörper-elemente parallel nebeneinander eingebaut und verspannt werden. Da die Ermüdungsprozesse nur im Bereich der Probekörper-elemente im mittleren Bereich des Balkens auftreten sollten, brauchten so nach jedem Versuch immer nur diese zwei Probekörper-elemente ausgetauscht werden.

Der gesamte Probekörper war über zylindrische Rollen mit einem Abstand von 8,116 m gelenkig gelagert. Aus der FE-Berechnung des Versuchsstands wurde die erste Biegeeigen-

Tabelle 7.5: Kenndaten Maschinentyp Netter NEG 254310

Eigenschaft	KenngroÙe
Unwuchtmoment	174,6 cm kg
Nennspannung	400 V
Nennstrom	4,8 A
Polpaarzahl p	2
Nenndrehzahl	1445 U/min
Stator Streuinduktivität	0,019 H
Rotor Streuinduktivität	0,019 H
Hauptinduktivität	0,271 H
Statorwiderstand	1,8 Ω

frequenz $f_0 = 17,3$ Hz ermittelt. Der Versuch war als Vierpunktbiegeversuch ausgelegt, bei dem die Lasteinleitungspunkte einen Abstand von 2,716 m hatten und die Kraft in den Drittelpunkten eingeleitet wurde. Die Prüfkraft wurde über Rollenlager hinter den Verbindungsfugen eingeleitet. Bei diesem Versuch sollte eine Prüfkraft von 725 kN erzeugt werden. Diese Kraft wurde über vier Kraftaufnehmer, die in der Auflagerkonstruktion eingebaut waren, gemessen und als RegelgroÙe verwendet. Die Lastschwingbreite wurde aus der Summe der Momentanwerte aus den vier Einzelkräften der Auflager gebildet. Als Kraftaufnehmer kamen Abschnitte von Eisenbahnschienen zum Einsatz, die mit Dehnungsmessstreifen versehen waren und in einer statischen Druckprüfmaschine kalibriert wurden. Um diese Kraft bei einer geschätzten Dämpfung von $D = 0,006$ realisieren zu können, war es notwendig, vier Antriebe mit einem Unwuchtmoment von jeweils 174,6 cm kg bzw. einer Fliehkraft von jeweils 43 kN bei einer Drehfrequenz von 25 Hz einzusetzen. Der Probekörper hatte eine Masse von 14,1 t und die schwingende Gesamtmasse betrug 17,5 t, vgl. Tab. 7.6.

Tabelle 7.6: Zusammensetzung der schwingenden Gesamtmasse für den Versuchsstand ProBeton

Baugruppe	Bauteil	Anzahl	Einzelmasse
Querhaupt			
	Querhaupttraverse	4 Stück	129,5 kg
	Abstandshalter	8 Stück	3,1 kg
	Versteifungsträger	4 Stück	55,7 kg
	Obere Ausgleichsplatte	2 Stück	117,0 kg
	Untere Ausgleichsplatte	2 Stück	94,0 kg
	Ankerplatte	4 Stück	3,7 kg
	Stahlrollen	2 Stück	68,0 kg
	Unwuchtantrieb	4 Stück	125,0 kg
Gesamtmasse Querhaupt 1838,3 kg			
Probekörper			
	Schwingkörper	2 Stück	5497,0 kg
	Probekörperelement	2 Stück	962,0 kg
	Stahlprofil Fuge	4 Stück	86,4 kg
	Spannglied	8 Stück	77,3 kg
	Ankerplatte	16 Stück	11,7 kg
	Kugelbundmutter	16 Stück	2,2 kg
	Muffe	8 Stück	4,0 kg
Gesamtmasse Probekörper 14137,0 kg			
Zugstangen			
	Zugstange	4 Stück	44,4 kg
	Bremsträger an Zugstange	2 Stück	49,6 kg
Gesamtmasse 4 Zugstangen 276,8 kg			
Traversen			
	Federaufhängung	2 Stück	184,0 kg
	Zusatzmaterial		20,0 kg
Gesamtgewicht 2 Traversen 388,0 kg			
Federpakete			
	Spiralfedern	20 Stück	41,6 kg
Gesamtgewicht 2 Federpakete 831,7 kg			

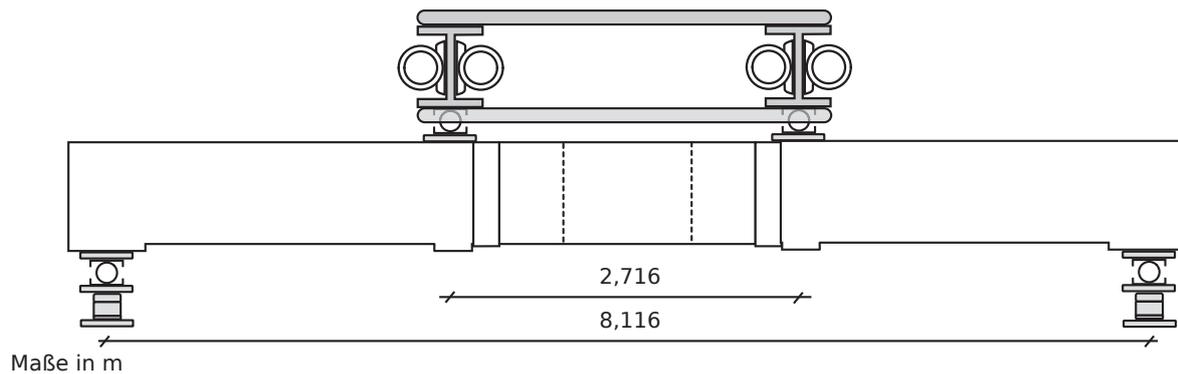


Abbildung 7.18: Lasteinleitung für Spannbetonbalken mit vier Unwuchtantrieben und Schienenabschnitten zur Messung der Auflagerkräfte

7.3.3 Versuchsstandsrealisierung und Ergebnisse

Dieser Versuchsstand unterscheidet sich im Wesentlichen durch drei Punkte von den in Abschnitten 7.1 und 7.2 beschriebenen Realisierungen. Als Regelgröße wird anstatt der Stahlspannung die Auflagerkraft als Führungsgröße verwendet, zur Krafterzeugung werden vier Antriebe eingesetzt, die paarweise gegenläufig und phasensynchron rotieren und die Durchbiegungen sind wesentlich größer, was zu einer stärkeren Interaktion zwischen Antrieben und Probekörper führt. Da das Versuchsstandskonzept flexibel ausgelegt ist, konnte die Phasensynchronisation auf vier Antriebe erweitert werden. Dabei gab ein Antrieb die Sollposition vor und die drei anderen Antriebe folgten diesem Antrieb mit einem festen Winkelversatz. Dieser wurde bei Inbetriebnahme kalibriert, damit die Unwuchten sich synchron drehen. Damit wurden auch noch kleinste Abweichungen bei der Sensor- und Magnetplatzierung ausgeglichen. Bei der Ermittlung der generalisierten Regelgröße brauchte in der Übertragungsfunktion nur berücksichtigt werden, dass die Anregung durch vier Antriebe realisiert wurde und nicht in Feldmitte erfolgte. Die Summe der Auflagerkräfte entsprach bereits bei Anregung in Feldmitte durch zwei Antriebe der generalisierten Regelgröße, vgl. Abschnitt 5.1.5. Der Einfluss der außermittigen Anregung wurde sowohl über Gl. (5.6) abgeschätzt als auch statisch berechnet. Die Abschätzung mit Gl. (5.6) liefert einen Faktor von 0,86 und die statische Berechnung einen Wert von 0,7515

Zur Aufbringung der Mittellast wurden Spiralfedern in zwei Federkeller eingebaut, die über jeweils zwei Zugstangenpaare in den Querschnitten der Lasteinleitungspunkte am Querhaupt angriffen, vgl. Abb. 7.19. Nach Errichtung des Versuchsstands wurde das Schwingungsverhalten des Versuchsstands eingehend durch eine umfangreiche Modalanalyse untersucht. Diese diente dazu, die erste Biegeeigenfrequenz, die im Versuch angeregt werden sollte und die zugehörige Dämpfung des Bauteils zu identifizieren sowie die weiteren Schwingungsformen, die im Frequenzbereich der Prüffrequenz lagen, zu identifizieren. Relevant waren dabei insbesondere die Eigenfrequenzen, die während des Versuchsstarts

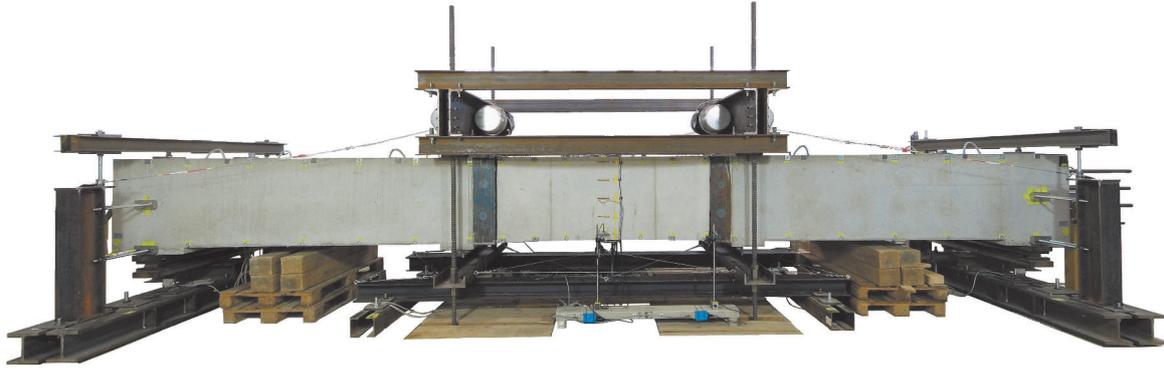


Abbildung 7.19: Realisierter Versuchsstand zur Untersuchung der Spannungsumlagerung in Spannbeton

durchfahren werden mussten, um die Prüffrequenz zu erreichen. Die erste Biegeeigenfrequenz des Bauteils lag bei einer Frequenz von 15,7 Hz und es wurde eine Dämpfung von $D = 0,006$ festgestellt, vgl. Abb. 7.20. Die tatsächliche erste Biegeeigenfrequenz war damit geringer als die durch die FE-Analyse berechnete.

In einem Frequenzabstand von nur 2,5 Hz wurde durch die Modalanalyse das Schwingen der Probekörperenden in entgegengesetzte Richtungen auf den Auflagern in Querrichtung bei einer Eigenfrequenz von 18,2 Hz festgestellt, vgl. Abb. 7.21. Bei dieser Eigenform erfahren die Probekörper Elemente leichte Torsion. Dieses Verhalten konnte in der FE-Analyse nicht festgestellt werden. Diese Schwingungseigenform hatte bereits bei der Prüffrequenz zu einem Schwingen in Querrichtung und damit zu einem Einfluss auf die Güte der Regelung geführt. Durch zusätzliche seitliche Halterungen im Bereich der Auflagern konnte das Schwingverhalten im Versuch wesentlich verbessert werden.

Die nächste messbare Schwingungseigenform hatte eine Eigenfrequenz von 49,8 Hz und lag damit deutlich außerhalb des Anregungsbereichs, vgl. Abb. 7.22. Bei dieser Biegeeigenform zweiter Ordnung befand sich ein Schwingungsknoten in Feldmitte und die beiden Schwingkörper bewegten sich gegenläufig auf und ab.

Bei der Untersuchung des dynamischen Schwingungsverhaltens bei einem nach der Auflagerkraftschwingbreite geregelten Versuch wurden einzelne Laststufen von 200 kN – 725 kN angefahren und für ca. 5 min konstant gehalten, vgl. Abb. 7.23. Es wurden alle Laststufen stationär genau erreicht. Bei der höchsten Laststufe von 725 kN lag die Standardabweichung der Lastamplitude bei 1,49 kN. Die Kraftschwingbreite wurde um höchstens 5,846 kN unter- und um höchstens 4,43 kN überschritten. Gemäß [DIN16] ist ein Unter- bzw. Überschreiten von jeweils 10,875 kN zulässig. Bei diesem Versuch trat zwischen den Laststufen 600 kN und 700 kN eine Oberschwingung mit einer Frequenz von 0,3 Hz in den Lasten der einzelnen Auflagerkräfte auf, die sich auch als Schwingung in der Kraftschwingbreite zeigt. Dies kann ggf. durch Einstellen des Unwuchtmoments des Antriebs beeinflusst werden, um in diesem Lastbereich eine bessere Kraftschwingbreite zu realisieren, wenn in

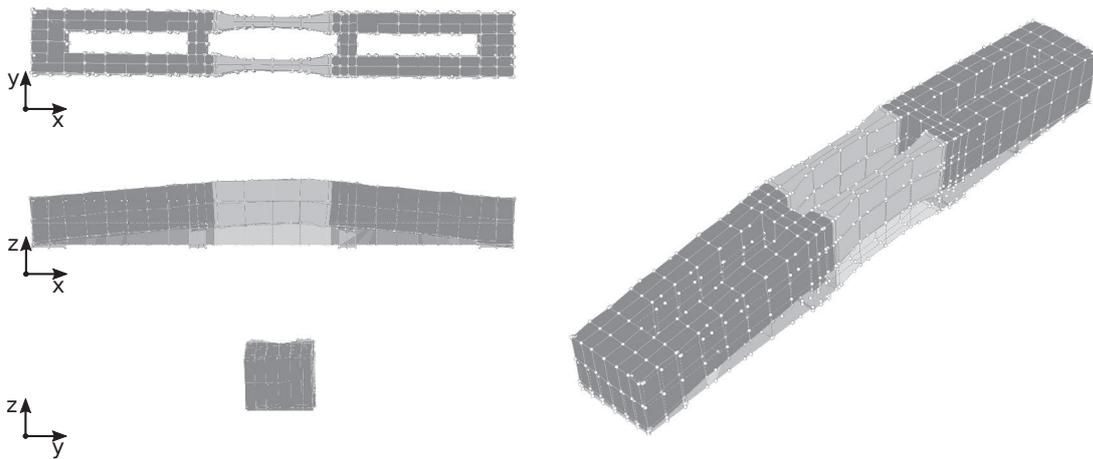


Abbildung 7.20: Schwingungseigenform des Probekörpers bei einer Frequenz von $f_{01} = 15,7$ Hz

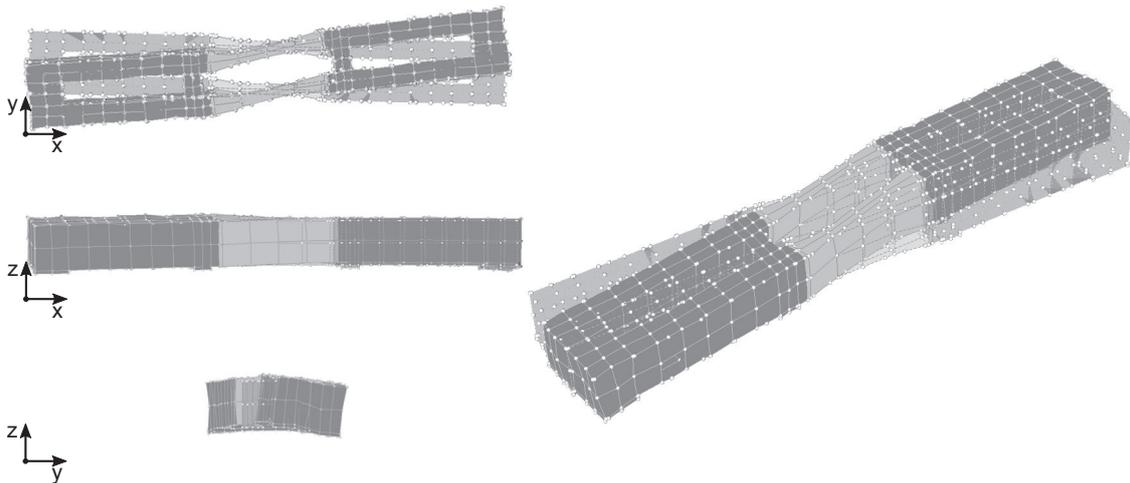


Abbildung 7.21: Schwingungseigenform des Probekörpers bei einer Frequenz von $f_{02} = 18,2$ Hz

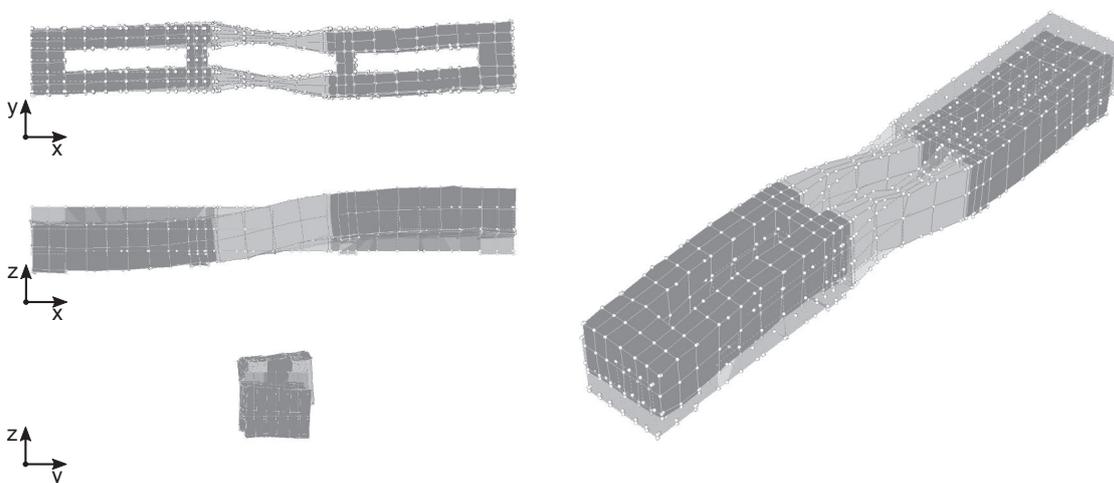


Abbildung 7.22: Schwingungseigenform des Probekörpers bei einer Frequenz von $f_{03} = 49,8$ Hz

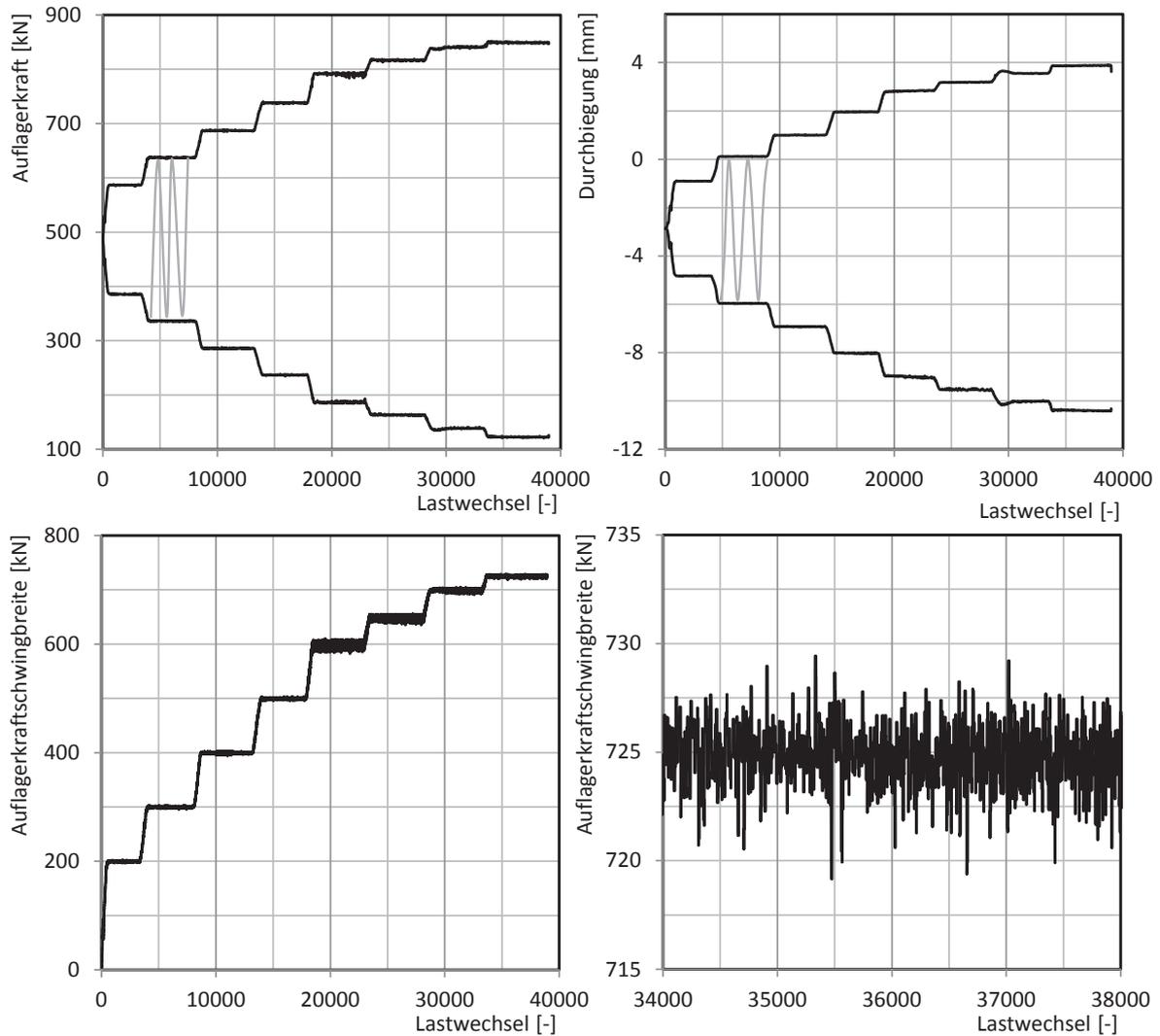


Abbildung 7.23: Verlauf der gemessenen Auflagerkraft und Durchbiegung in Feldmitte bei geregelter Auflagerkraftschwingbreite in Laststufen von 100 kN bis zu einer Kraftschwingbreite von 600 kN, danach 650 kN, 700 kN und 725 kN Kraftschwingbreite

diesem Bereich die Soll-Kraftschwingbreite liegt. Es konnte mit dem Auslegungskonzept ein geeigneter Resonanzversuchsstand mit vier Antriebe und geregelter Kraftschwingbreite der Auflagerkraft zur Untersuchung der Spannungumlagerung realisiert werden.

Kapitel 8

Schlussfolgerungen und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

Im Mittelpunkt dieser Arbeit stand die Entwicklung eines Konzepts zur effektiven, effizienten und individuell an jede Versuchskonfiguration anpassbare Auslegung von Resonanzversuchsständen, um Ermüdungsuntersuchungen an großen Bauteilen als Sondermaschine zu realisieren. Da bei Großversuchen das Bauteil selbst einen wichtigen Teil des Schwingungsantriebs bildet, kann das dynamische Verhalten zwischen einzelnen Versuchsstandskonfigurationen je nach Bauteilgröße stark variieren. Normalerweise wird eine Regelung für eine feste Führungsgröße entworfen. Die Hauptanforderung an den Resonanzversuchsstand für Bauteiluntersuchungen ist jedoch, eine beliebige Auswahl der Führungsgröße treffen zu können. Um dieser Anforderung gerecht zu werden, wird ein Regelungskonzept vorgeschlagen, das eine gewünschte Führungsgröße auf eine generalisierte Führungsgröße zurückführt und diese regelt. Da es sich bei einem Resonanzversuchsstand um ein komplexes dynamisches System handelt, an dessen Auslegung viele Details des Bauingenieurwesens, des Maschinenbaus, der Regelungstechnik, der elektrischen Antriebstechnik, der Messtechnik und der Softwareentwicklung Berücksichtigung finden müssen, wird im Rahmen dieser Arbeit vorgeschlagen, dass durch Simulation des Versuchsstands mit unterschiedlichen Modellen im Zeitbereich das dynamische Verhalten ausgelegt werden kann, indem Teilmodelle von relevanten Antriebskomponenten gebildet werden. So kann der Entwurf eines Resonanzversuchsstands unter Anwendung einer Simulationsumgebung soweit vereinfacht werden, dass eine wirtschaftliche Realisierung von beliebigen Resonanzversuchsstandskonfigurationen im experimentellen Prüfbetrieb des Bauingenieurwesens möglich ist und das wirtschaftliche Risiko und das Sicherheitsrisiko beim Betrieb des Versuchsstands in Bezug auf Personal und Material minimiert wird.

Von besonderem Interesse beim Entwurf eines Resonanzversuchsstands ist die Interaktion zwischen Bauteil und Unwuchtantrieben. Aus dieser Interaktion ergeben sich eine Vielzahl von Effekten, die die gewünschte harmonische Anregung eines Probekörpers mit einer

konstanten Lastschwingbreite im Dauerschwingversuch stören. Diese Einflüsse können so groß werden, dass Versuchsergebnisse davon beeinflusst werden. Es hat sich gezeigt, dass der Effekt der Selbstsynchronisation von unwichtigen Rotoren im Resonanzbereich nicht zuverlässig vorhergesagt werden kann. Daher wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Regelungskonzept zur elektrischen Synchronisation von Unwuchtantrieben entwickelt, das auf Basis der Theorie der Zustandsautomaten robust die Winkeldifferenz zwischen den Unwuchtantrieben mittels eines kostengünstigen Sensors bestimmt, mit dem ein Standardantrieb auf einfache Weise nachgerüstet werden kann. Die Regelung der Lastamplitude basiert darauf, dass die synchronisierten Unwuchtantriebe eine Fliehkraft erzeugen, die durch eine Überhöhungsfunktion im Resonanzbereich des Probekörpers vervielfacht wird. Um dieses nichtlineare Systemverhalten regeln zu können, wurde ein Regelungskonzept entwickelt, das die Parameter Eigenfrequenz und Dämpfung des Probekörpers sowie das Unwuchtmoment des Antriebs verwendet. Diese Parameter werden bei der Versuchspaltung immer ermittelt und sind deshalb verfügbar. Das Konzept des digitalen Zwillings wird als Entwurfs- und Betriebsparadigma für die Realisierung von Resonanzversuchsständen zur Bauteiluntersuchung vorgeschlagen und eine Simulationsumgebung für das dynamische Verhalten von Resonanzprüfständen entwickelt, die das elektrische, mechanische und regelungstechnische Verhalten des Resonanzversuchsstands simuliert. Dabei wird die Regelung exakt so in die Simulation eingebunden, wie sie auf den Regelungscontrollern auf den realisierten Resonanzversuchsständen abläuft. Diese Simulationsumgebung setzt sich aus den Teilkomponenten des Resonanzversuchsstands zusammen, die austauschbar gegen andere Modellierungsvarianten und Systemkomponenten sind.

Mit diesem Auslegungskonzept wurden drei Resonanzversuchsstände für Versuche an Bauteilen aus unterschiedlichen Materialien und mit unterschiedlichen Geometrien realisiert. Der erste Resonanzversuchsstand wurde zur Untersuchung der Gestaltfestigkeit von Eisenbahnschienen realisiert. An einem zweiten Versuchsstand wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit der Langzeitfestigkeitsbereich von Stahlbeton untersucht, um exemplarisch zu belegen, dass Ermüdung des Bewehrungsstahls im Very-High-Cycle-Fatigue-Bereich auftreten kann. An einem dritten Versuchsstand konnten die Spannungsumlagerungen im Inneren eines Spannbetonträgers untersucht werden. Alle drei Resonanzversuchsstände sind unterschiedlich hinsichtlich der eingesetzten Antriebstechnik (Kenndaten und Anzahl), der gewählten Führungsgröße und der dynamischen Eigenschaften der jeweiligen Probekörper. Anhand der Versuchsergebnisse konnte gezeigt werden, dass die realisierten Versuchsstände den Anforderungen gemäß [DIN16] genügen und im Vergleich zwischen simuliertem und realem Systemverhalten eine hohe Übereinstimmung erreicht wurde. Es konnte außerdem durch Messungen belegt werden, dass durch die Verwendung von Resonanzversuchsständen für Bauteiluntersuchungen eine erhebliche Energieeinsparung gegenüber hydraulischer Prüftechnik erreicht werden kann.

8.2 Der digitale Zwilling im Prüfbetrieb

Der Weg zu immer genaueren Modellvorstellungen bedarf bei Materialien mit nichtlinearen Verhalten zuverlässiger und realitätsnaher Experimente, vgl. [OIRP11]. Bei Großversuchen lassen sich Referenzbedingungen und Maschineneinflüsse auf die Lasterzeugung nicht mehr in dem Rahmen wirtschaftlich kontrollieren, wie es bei kleinformatischen Laborversuchen der Fall ist. Jedoch haben häufig die Referenzbedingungen einen großen Einfluss auf das Versuchsergebnis, wie z. B. der Grad der Einspannung oder die Eigenerwärmung der Probekörper. Die Simulation des Versuchsstandsverhaltens wird daher zunehmend eine Rolle spielen, insbesondere wenn Versuchsstände flexibel konfigurierbar sein müssen, um ein breites Anwendungsspektrum hinsichtlich Versuchslasten und Probekörpergeometrien abzudecken. Dabei bilden bei jedem Versuch der Durchgeführt werden soll, die im Zuge der Versuchsstandsauslegung umgesetzten Modelle die Grundlage für eine versuchsbegleitende Simulation der realen Ermüdungsuntersuchung. Die simulierten realitätsnahen Beanspruchungen werden als Eingang für die Lasten im FE-Modell benutzt, die sich aus der Mehrkörpersimulation und der regelungstechnischen Simulation ergeben und sich daher von idealen harmonischen Lasten unterscheiden. In der entgegengesetzten Richtung können die realen Beanspruchungen, die der Versuchsstand erzeugt, als Lastverläufe der FE-Simulation vorgegeben werden und die Bauteilreaktion und das daraus resultierende Ermüdungsverhalten in Echtzeit neben dem ablaufenden Versuch simuliert werden.

8.3 Der digitale Zwilling in der Wartung

Um große Bauteile wirtschaftlich untersuchen zu können, spielt auch die Automatisierung des Versuchsablaufs, der Datenauswertung und -bereitstellung, sowie die Zuverlässigkeit der verwendeten Prüftechnik eine große Rolle. Die hohen zyklischen Beanspruchungen führen neben der erwünschten Bauteilermüdung des Probekörpers auch zu Ermüdung an Teilkomponenten des Versuchsstandes, die zur Lastaufbringung oder Lastaufnahme benötigt werden. Dies betrifft Lager, Zugstangen und Spannfedern, wenn diese Bauteile eine Schwingungsbeanspruchung erfahren. Diese Bauteile erreichen über mehrere Versuche hinweg extrem hohe Lastwechselzahlen. Durch einen digitalen Zwilling werden die Zustandsparameter jeder einzelnen Versuchsstandskomponente über die gesamte Lebensdauer des Versuchsstandes erfasst, so auch die Schwingspiele an dessen Bauteilen. Ein Ziel ist es, dass zum richtigen Zeitpunkt eine notwendige Wartung und ein Austausch von nahezu ermüdeten Komponenten angekündigt werden, ohne dass ein Ausfall zu einem ungültigen Versuch führt. Diese Abschätzungen beruhen ebenfalls auf Echtzeitsimulationen die aus Messdaten das Ermüdungsverhalten der Komponenten ermitteln. Die Automatisierung kann dabei so weit gehen, dass die Ersatzteile unter Einhaltung von Lie-

ferzeiten durch den digitalen Zwilling, obwohl es sich bei jedem Resonanzversuchsstand um einen individuellen Versuchsaufbau handelt, beim jeweiligen Lieferanten angefordert werden. Die vollständige Automatisierung der Realisierung von Versuchsständen und der Versuchsdurchführung bietet das Potential den Versuchsumfang und damit die statistische Absicherung noch weiter zu erhöhen und immer spezifischere Bauteilgeometrien zu untersuchen.

Anhang A

Tätigkeitsschritte zur Auslegung eines Resonanzversuchsstands

Vorbereitung

- Formulierung und Evaluation der Prüfaufgabe
- Analytische Abschätzung der Modalparameter des Probekörpers
- Modellierung der Auflager und Probekörpergeometrie in FE-Modell
- Auswahl der Antriebe und Leistungselektronik
- Bestimmung notwendiger Zusatzmassebelegung und Biegevorspannung
- Simulation des Verhaltens des Resonanzversuchsstands
- Aufbau und Parametrierung des Versuchsstands
- experimentelle Modalanalyse zur Bestimmung von Schwingungseigenform und Dämpfung
- Erstellung eines Sicherheitskonzepts

Durchführung

- Parametrierung der Regelung
- ggf. Installation des Probekörpers
- Durchführung der Nullmessung
- Aufbringen der Biegevorspannung
- Erstellung von Dokumentation und Fotodokumentation
- Durchführung des Resonanzversuchs
- Bewertung des Versuchsergebnis

Nachbereitung

- Nachprüfung der Kalibrierung der Sensoren

- Untersuchung des Versuchsstands und des Versuchslabors auf Schäden
- Erstellung des Versuchsberichts einschließlich der Beschreibung des Versuchsaufbaus

Anhang B

Koeffizienten des s-stufigen Runge-Kutta-Verfahrens

Die zur numerischen Lösung von gewöhnlichen Differentialgleichungen beim Runge-Kutta Verfahren benötigten Koeffizienten werden als BUTCHER-Tableaus angegeben.

$$\begin{array}{c|cccc} a_1 & 0 & & & \\ a_2 & b_{2,1} & 0 & & \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \\ a_s & b_{s,1} & \cdots & b_{s,s-1} & 0 \\ \hline & c_1 & c_2 & \cdots & c_s \end{array}$$

Für 1-stufiges Runge-Kutta-Verfahren (ODE1):

$$\begin{array}{c|c} 0 & \\ \hline & 1 \end{array}$$

Für 2-stufiges Runge-Kutta-Verfahren (ODE2):

$$\begin{array}{c|cc} 0 & & \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & \\ 1 & 1 & \\ \hline & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{array}$$

Für 3-stufiges Runge-Kutta-Verfahren (ODE3):

$$\begin{array}{c|cc}
 0 & & \\
 \frac{1}{3} & \frac{1}{3} & \\
 \frac{2}{3} & 0 & \frac{2}{3} \\
 \hline
 & \frac{1}{4} & 0 & \frac{3}{4}
 \end{array}$$

Für 4-stufiges Runge-Kutta-Verfahren (ODE4):

$$\begin{array}{c|ccc}
 0 & & & \\
 \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & & \\
 \frac{1}{2} & 0 & \frac{1}{2} & \\
 1 & 0 & 0 & 1 \\
 \hline
 & \frac{1}{6} & \frac{1}{3} & \frac{1}{3} & \frac{1}{6}
 \end{array}$$

Literaturverzeichnis

- [AVSS12] ANDERSEN, L. ; VAHDATIRAD, M. ; SICHANI, M. ; SØRENSEN, J.: Natural frequencies of wind turbines on monopile foundations in clayey soils - A probabilistic approach. In: *Computers and Geotechnics* 43 (2012), S. 1–11. <http://dx.doi.org/10.1016/j.compgeo.2012.01.010>. – DOI 10.1016/j.compgeo.2012.01.010
- [BBSB08] BERTINI, L. ; BEGHINI, M. ; SANTUS, C. ; BARYSHNIKOV, A.: Resonant test rigs for fatigue full scale testing of oil drill string connections. In: *International Journal of Fatigue* 30 (2008), Nr. 6, S. 978–988
- [BD01] BLEKHMANN, I. ; DRESIG, H.: Zur Dynamik unwuchterregter Maschinen, insbesondere beim Resonanzdurchlauf. In: *VDI-Berichte*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2001, S. 151–166
- [Bee08] BEETZ, B.: *Elektroniksimulation mit PSPICE*. 3., verb. und erw. Auflage. Wiesbaden : Vieweg u. Teubner, 2008 (Viewegs Fachbücher der Technik)
- [BFTB02] BLEKHMANN, I. ; FRADKOV, A. ; TOMCHINA, O. ; BOGDANOV, D.: Self-synchronization and controlled synchronization: general definition and example design. In: *Mathematics and Computers in Simulation* 58 (2002), S. 367–384
- [BL11] BUCAK, Ö. ; LORENZ, J.: Ermüdungsverhalten unterschiedlicher Kerbdetails. In: *Stahlbau* 80 (2011), Nr. 8, S. 608–618. <http://dx.doi.org/10.1002/stab.201101462>. – DOI 10.1002/stab.201101462
- [Ble71] BLECHMAN, I.: *Synchronisazija dinamičeskich sistem (Synchronisation dynamischer Systeme)*. Moskau : Verlag Nauka, 1971
- [Ble00] BLEKHMANN, I.: *Vibrational Mechanics*. Singapore : World Scientific, 2000
- [BR16] BOSCHERT, S. ; ROSEN, R.: Digital Twin - The Simulation Aspect. In: HEHNERBERGER, P. (Hrsg.) ; BRADLEY, D. (Hrsg.): *Mechatronic Futures: Challenges and Solutions for Mechatronic Systems and their Designers*. Cham : Springer International Publishing, 2016, S. 59–74

- [CA94] CASAS, J. ; APARICIO, A.: Structural Damage Identification from Dynamic-Test Data. In: *Journal of Structural Engineering* 120 (1994), Nr. 8, S. 2437–2450
- [DF14] DRESIG, H. ; FIDLIN, A.: *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Verlag, 2014
- [DIN11] DIN EN 1992-1-1: *Eurocode 2: Bemessung und Konstruktion von Stahlbeton- und Spannbetontragwerken*. 2011
- [DIN16] DIN 50100:2016-12: *Schwingfestigkeitsversuch - Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffproben und Bauteile*. 2016
- [EL78] EISENMANN, J. ; LEYKAUF: Forschungsbericht Dauerschwingversuche an korrodierten Schienen S54/900. / Prüfamts für Bau von Landverkehrswegen, Technische Universität München. 1978 (849). – Forschungsbericht
- [Ger15] GERLING, D.: *Mathematical Engineering*. Bd. 4: *Electrical Machines*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2015. – DOI: 10.1007/978-3-642-17584-8
- [Grü02] GRÜNBERG, J. (Hrsg.): *Stahlbeton- und Spannbetontragwerke nach DIN 1045*. Berlin : Springer, 2002
- [GS12] GLAESSGEN, E. ; STARGEL, D.: The Digital Twin Paradigma for Future NASA und U.S. Air Force Vehicles. Honolulu, 2012, S. 1–14
- [Ham03] HAMM, P.: *Ein Beitrag zum Schwingungs- und Dämpfungsverhalten von Fußgängerbrücken aus Holz*. München, Technische Universität München, Diss., 2003
- [Her08] HERRMANN, M.: *Entwurf, Berechnung und Regelung magnetischer Reluktanzaktoren*. München, Technische Universität München, Diss., 2008
- [HF01] HE, J. ; FU, Z.: *Modal Analysis*. 1. Auflage. Oxford : Butterworth Heinemann, 2001
- [HLR89] HAIRER, E. ; LUBICH, C. ; ROCHE, M.: *The numerical solution of differential-algebraic systems by Runge-Kutta methods*. Berlin : Springer, 1989
- [Köb08] KÖBERL, B.: *Entwicklung einer hochfrequenten Prüfmethode für Dauerschwingversuche*. Wien, Technische Universität Wien, Diss., 2008
- [Kon69] KONONENKO, V.: *Vibrating Systems with a Limited Power Supply*. London : Iliffe Books, 1969

- [Kra02] KRAUSE, P.: *Analysis of Electric Machinery and Drive Systems*. 2. Auflage. Piscataway : Wiley-IEEE Press, 2002
- [Leh30] LEHR, E.: *Schwingungstechnik*. Springer Berlin Heidelberg, 1930
- [Mal11] MALHOTRA, S.: Selection, Design and Construction of Offshore Wind Turbine Foundations. In: AL-BAHADLY, I. (Hrsg.): *Wind Turbines*. InTech Verlag, 2011, S. 231–264
- [MHH⁺17] MARX, S. ; HANSEN, M. ; HAAR, C. von d. ; DIEDERLEY, J. ; LOHAUS, L. ; HÜMME, J.: Entwicklung und versuchstechnische Erprobung von ermüdungs-festen Gründungsstrukturen aus Beton für Offshore-Windenergieanlagen: ProBeton / Leibniz Universität Hannover. Hannover, 2017. – Schlussbericht
- [Mün92] MÜNCHEN, Bundesbahn-Zentralamt: *Oberbauberechnung*. 1992
- [MS96] MERTEN, F. ; SPERLING, L.: Numerische Untersuchung zur Selbstsynchroni-sation von Unwuchtrotoren. 16 (1996), Nr. 3, S. 209 – 220
- [Net08] NETTER VIBRATION GMBH: *Betriebsanleitung Magnetisch-Inkrementaler Hohlwellen-Drehimpulsgeber*. 2008
- [OIRP11] OSTERGAARD, M. ; IBBOTSON, A. ; ROUX, O. ; PRIOR, A.: Virtual tes-ting of aircraft structures. In: *CEAS Aeronautical Journal* 1 (2011), Nr. 1-4, S. 83–103. <http://dx.doi.org/10.1007/s13272-011-0004-x>. – DOI 10.1007/s13272-011-0004-x
- [Per07] PERASSI, H. D.: *Feldorientierte Regelung der permanenterregten Synchron-maschine ohne Lagegeber für den gesamten Drehzahlbereich bis zum Stillstand*. Ilmenau, Technische Universität Ilmenau, Diss., 2007
- [Pet00] PETERSEN, C.: *Dynamik der Baukonstruktion*. 2. Auflage. Braunschweig / Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2000
- [RS17] RILL, G. ; SCHAEFFER, T.: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimu-lation: vertieft in Matlab-Beispielen, Übungen und Anwendungen*. 3. überar-beitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2017
- [Run95] RUNGE, C.: Ueber die numerische Auflösung von Differentialgleichungen. In: *Mathematische Annalen* 46 (1895), Nr. 2, S. 167–178
- [Sch13] SCHRÖDER, D.: *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013

- [Sch14a] SCHELLER, J.: *Power-Efficient Active Structural Vibration Control by Twin Rotor Dampers*. Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, Diss., 2014
- [Sch14b] SCHUMANN, J.: *Ladungsträgerextraktionsmodell zur Simulation des Abschaltens von IGBTs*, Universität Rostock, Diss., 2014
- [SEW⁺14] SCHMIDT, B. ; ERNST, B. ; WILMS, M. ; HILDEBRANDT, A. ; HANSEN, M.: Messdatenbasierte Empfehlungen von Wind- und Wellenparametern für die Auslegung von Offshore-Windenergieanlagen. In: *Bautechnik* 91 (2014), Nr. 8, S. 533–542. <http://dx.doi.org/10.1002/bate.201400033>. – DOI 10.1002/bate.201400033
- [Shu00] SHUR, E.: Quality, Service Failure Rate, and Prospects of Rail Perfection. In: *Tagungsbericht Internationales Symposium "Schienenfehler"*. Brandenburg an der Havel : Selbstverlag, 2000, S. 73–82
- [Sie40] SIEBEL, E. (Hrsg.): *Handbuch der Werkstoffprüfung*. Berlin Heidelberg : Springer, 1940
- [Sie08] SIEDL, D.: *Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen*. München : Utz, 2008 (Forschungsberichte IWB Bd. 213)
- [Som02] SOMMERFELD, A.: Beiträge zum dynamischen Ausbau der Festigkeitslehre. In: *Physikalische Zeitschrift* 3 (1902), Nr. 12, S. 266–271
- [Spe66] SPERLING, L.: *Beitrag zur allgemeinen Theorie der Selbstsynchronisation umlaufender Unwuchtmassen im Nichtresonanzfall*. Magdeburg, Technische Hochschule Magdeburg, Dissertation, 1966
- [Spe94] SPERLING, L.: Selbstsynchronisation statischer und dynamischer unwuchtiger Vibratoren. Teil II: Ausführungen und Beispiele. In: *Technische Mechanik* 14 (1994), Nr. 2, S. 85–96
- [TIES11] TUEGEL, E. ; INGRAFFEA, A. ; EASON, T. ; SPOTTSWOOD, S.: Reengineering Aircraft Structural Life Prediction Using a Digital Twin. In: *International Journal of Aerospace Engineering* (2011), Nr. 2011, S. 1–14. <http://dx.doi.org/10.1155/2011/154798>. – DOI 10.1155/2011/154798
- [VW11] VAN WITTENBERGHE, J.: *Experimental Analysis and Modelling of the Fatigue Behaviour of Threaded Pipe Connections*, Universität Gent, Diss., 2011

- [Wei59] WEIDENHAMMER, F.: Der Resonanzversuch mit Unwuchterregern. In: *Frequenz* 13 (1959), Nr. 5, S. 133–142
- [Wöh70] WÖHLER, A.: Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl. In: *Zeitschrift für Bauwesen* 20 (1870), Nr. 1, S. 73–106
- [WI11] WIKAMOWSKI, B. ; IRWIN, J.: *Power Electronics and Motor Drives*. Boca Raton : CRC Press, 2011
- [Win05] WINKELNKEMPER, M.: *Reduzierung von Zwischenkreiskapazitäten in Frequenzumrichtern für Niederspannungsantriebe*. Berlin, Technische Universität Berlin, Diss., 2005
- [WLF⁺12] WEICH, I. ; LORENZ, J. ; FISCHL, A. ; RODIC, S. ; BUSCHNER, J.: Prüfungen im großen Maßstab. In: *Stahlbau* 81 (2012), Nr. 3, S. 203–211. <http://dx.doi.org/10.1002/stab.201201531>. – DOI 10.1002/stab.201201531
- [WLPM16] WENNER, M. ; LIPPERT, P. ; PILCA, S. ; MARX, S.: Längskraftabtragung auf Eisenbahnbrücken. In: *Bautechnik* 93 (2016), Nr. 7, S. 470–481
- [Zei13] ZEIDLER, E. (Hrsg.): *Springer-Taschenbuch der Mathematik*. 3., neu bearb. und erw. Auflage. Wiesbaden : Springer Spektrum, 2013
- [ZRGR07] ZERBST, S. ; REETZ, J. ; GERASCH, W. ; ROLFES, R.: Methoden zur Schädenserkenntnis an Tragstrukturen von Windenergieanlagen. In: *Tagungsband zum 5. Symposium Offshore-Windenergie, bau- und umwelttechnische Aspekte*. Hannover, 2007