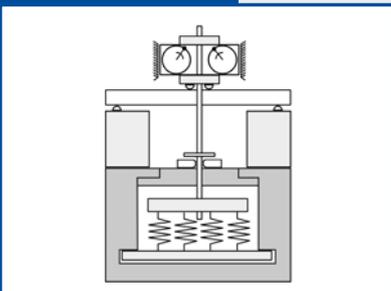
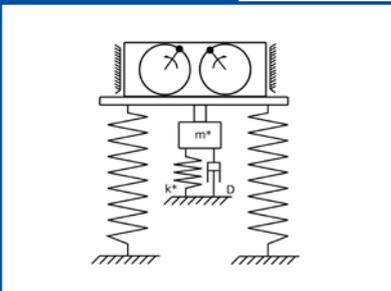


Berichte des Instituts für Massivbau

Ralf Herrmann



Simulation und Regelung von Resonanzversuchsständen zur Untersuchung der Bauteilermüdung

Fraunhofer IRB  Verlag

Berichte

des Instituts für Massivbau der Leibniz Universität Hannover
Herausgeber:
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Steffen Marx
Leibniz Universität Hannover – Institut für Massivbau
Heft 14, März 2018

Fraunhofer IRB Verlag

Herausgeber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Steffen Marx
Leibniz Universität Hannover
Institut für Massivbau
Appelstraße 9 A
30167 Hannover

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung in anderen als den gesetzlich zugelassenen Fällen bedarf deshalb der vorherigen schriftlichen Einwilligung des Herausgebers.

© 2018 by Univ.-Prof. Steffen Marx
Leibniz Universität Hannover
Institut für Massivbau
ISBN (Print): 978-3-7388-0102-6
ISBN (E-Book): 978-3-7388-0103-3

Fraunhofer IRB Verlag
Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB
Postfach 80 04 60, 70504 Stuttgart
Telefon 0711 970-2500
Telefax 0711 970-2508
E-Mail irb@irb.fraunhofer.de
URL <http://www.baufachinformation.de>

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 Reso- nanzversuchsstands anzustreben ist (hier für einen Versuchsstand mit vier Unwuchtantrieben)	60
5.1	Systemtheoretische Struktur der Resonanzprüfmaschine zur Bauteilunter- suchung bei Einsatz von zwei Unwuchtantrieben	65
5.2	Systemtheoretische Struktur der Resonanzprüfmaschine zur Bauteilunter- suchung 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 Phasen- differenz von zwei Unwuchtantrieben	71
5.6	Schaltverhalten der zwei Positionsgeber von elektrisch synchronisierten Un- wuchtantrieben. 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 Bau- teiluntersuchungen	79
6.3	Bestandteile der Gesamtsimulation mit Beispielen für unterschiedliche Teil- komponenten	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 Biegeeigen schwingung 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