

Gordana Michos

*Mechatronische Ansätze zur
Optimierung von Vorschubachsen*

Gordana Michos

*Mechatronische Ansätze zur
Optimierung von Vorschubachsen*

Herausgegeben von
Professor Dr.-Ing. Klaus Feldmann,
Lehrstuhl für
Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik

FAPS



Meisenbach Verlag Bamberg

Als Dissertation genehmigt von der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der Einreichung: 20. Juni 2005
Tag der Promotion: 26. Oktober 2005
Dekan: Prof. Dr.-Ing. A. Leipertz
Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. K. Feldmann
Hon.-Prof. Dr.-Ing. W. Bühler

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten
sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

ISBN 3-87525-230-6
ISSN 1431-6226

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt.
Alle Rechte, auch die der Übersetzung, des Nachdrucks
und der Vervielfältigung des Buches oder Teilen daraus,
vorbehalten.
Kein Teil des Werkes darf ohne schriftliche Genehmigung des
Verlages in irgendeiner Form (Fotokopie, Mikrofilm oder ein
anderes Verfahren), auch nicht für Zwecke der Unterrichts-
gestaltung - mit Ausnahme der in den §§ 53, 54 URG ausdrücklich
genannten Sonderfälle -, reproduziert oder unter Verwendung
elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder
verbreitet werden.

© Meisenbach Verlag Bamberg 2005
Herstellung: Gruner Druck GmbH, Erlangen-Eltersdorf
Printed in Germany

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Feldmann, dem Leiter dieses Lehrstuhls, danke ich für die wohlwollende Förderung meiner Arbeit, die wertvollen Anregungen und vor allem für den wissenschaftlichen Freiraum, den er mit zuteil werden ließ.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Bühler, dem Lehrbeauftragten des Lehrstuhls für Fertigungstechnologie, danke ich für die Übernahme des Korreferates und die fachlichen Anregungen.

Ein weiteres Dankeschön gebührt Herrn Gerhard Nonnast, Mitarbeiter der INA Schaeffler KG, für die ausgezeichnete Kooperation und die tatkräftige Unterstützung meiner Arbeit.

Weiterhin danke ich allen Kolleginnen und Kollegen für die fachlichen Diskussionen und die gute Zusammenarbeit. Hervorheben möchte ich dabei Herrn Thomas Bigl, Herrn Dr.-Ing. Matthias Boiger, Herrn Dr.-Ing. Andres Licha, Herrn Dr.-Ing. Ulrich Wenger und Herrn Bernd Zolleiß. Insbesondere möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Frank Pitter und Herrn Veit Rückel für die fachlichen Anregungen und sorgfältigen Korrekturen bedanken. Dank gebührt auch den studentischen Hilfskräften Herrn Michael Bär und Herrn Jan Tremel, die mir bei der Bearbeitung meiner Projekte gewissenhaft zur Seite standen.

Darüber hinaus gilt ein besonderer Dank meinen Eltern und vor allem Großeltern, die es mir ermöglicht haben diesen Weg zu gehen. Mein herzlichster Dank gebührt meinem Ehemann Theodoros und unserem Sohn Damian, die durch permanente Motivation und Unterstützung ganz wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Erlangen, November 2005

Gordana Michos

Mechatronische Ansätze zur Optimierung von Vorschubachsen

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Vorschubantriebsanalyse für CNC- Werkzeugmaschinen	5
2.1	Ritzel-Zahnstange-Trieb	6
2.2	Linearer Direktantrieb für Werkzeugmaschinen.....	7
2.2.1	Aufbau und Funktionsprinzip eines Linearmotors.....	7
2.2.2	Eigenschaften von Linearmotoren.....	9
2.3	Elektromechanische Vorschubachsen.....	11
2.3.1	Komponenten und Ausführungsformen	11
2.3.2	Funktionseigenschaften des Kugelgewindetriebs.....	13
2.4	Vergleich und Einsatzbereiche verschiedener Vorschubantriebe	15
3	Optimierungsmöglichkeiten bei elektromechanischen Vorschubachsen	18
3.1	Auswirkung der Lagerungsart auf die Spindeleigenschaften	18
3.1.1	Geschwindigkeits- und Drehzahlgrenze	19
3.1.2	Statische Steifigkeit	21
3.1.3	Knickbelastung des Kugelgewindetriebs	23
3.1.4	Thermische Ausdehnung der Vorschubachse	24
3.2	Bisherige Lösungsansätze der Fest-Fest-Lagerung von Kugelgewindetrieben .	25
3.2.1	Fest-Fest-Lagerung mit vorgereckter Spindel	25
3.2.2	Vorschubsysteme mit angetriebener Spindelmutter	26
3.2.3	Kugelgewindetrieb mit Innenkühlung.....	27
3.3	Optimierungspotenzial der beidseitigen Festlagerung	28
3.3.1	Motivation	28
3.3.2	Entwickelter Lösungsansatz	29
4	Ermittlung des thermischen Verhaltens bei elektromechanischen Vorschubsystemen	31
4.1	Kraftverlauf bei fest-fest gelagerten Spindelsystemen.....	31
4.2	Wärmeübertragungsvorgänge bei konventionellen Vorschubsystemen	32
4.3	Aufbau der Versuchsanlage.....	35
4.4	Ermittlung des Temperaturverhaltens der Vorschubachse	36
4.4.1	Berührungslose Temperaturermittlung mittels Thermokamera.....	36

4.4.2	Eigenschaften von Thermoelementen	38
4.4.3	Festlegung der Prozessparameter.....	39
4.4.4	Einfluss des Verfahrwegs	41
4.4.5	Einfluss der Verfahrgeschwindigkeit	43
4.4.6	Einfluss der Hubzahl.....	44
4.4.7	Temperaturentwicklung in Abhängigkeit von der bewegten Masse	45
4.5	Vergleich des Parametereinflusses auf die Spindeltemperatur.....	47
5	Erfassung der Axialkraft am Festlager im Betrieb	49
5.1	Kräfteverlauf am Festlager.....	49
5.2	Messtechnische Erfassung der Axialkraft	51
5.2.1	Kraftermittlung durch Einsatz von Schraubenvorspannsensoren	53
5.2.2	Einsatz von DMS für Axialkrafterfassung.....	55
5.3	Physikalische Hintergründe der Widerstandsmessung	59
5.3.1	Der Kontaktwiderstand	59
5.3.2	Hertzsche Pressung bei Wälzlagern.....	60
5.4	Ermittlung der Axialkraft durch Widerstandsmessung.....	61
5.4.1	Randbedingungen für die Messungen	61
5.4.2	Ergebnisse der Axialkraftermittlung	64
6	Entwicklung, Bewertung und Optimierungsnachweis der mechatronischen Spanneinheit „MeSpa“	66
6.1	Axialausdehnung der Spindel	66
6.1.1	Messaufbau	66
6.1.2	Ergebnisse.....	67
6.2	Entwicklung alternativer Spannsysteme	69
6.2.1	Randbedingung für die Entwicklung der Spanneinheit	69
6.2.2	Realisierung der Spannkraft	70
6.2.3	Konstruktionslösungen der mechatronischen Spanneinheit	72
6.3	Systematische Bewertung der Konzeptlösungen.....	75
6.3.1	Integrationsaufwand für die mechatronische Spanneinheit	75
6.3.2	Platzbedarf der Konstruktionslösungen	77
6.3.3	Erforderlicher Regelungsaufwand der Konstruktionen.....	79
6.3.4	Allgemeine Beurteilung der alternativen Spannsysteme.....	81
6.3.5	Lösungsauswahl.....	82
6.4	Mechatronische Spanneinheit „MeSpa“	83
6.4.1	Komponenten der Spanneinheit	83

6.4.2 Widerstandsmessung an der Versuchsachse	86
6.4.3 Realisierung der Regelung	87
6.4.4 Funktionstest und Optimierungspotential	90
6.5 Optimierungsnachweis der Spindeleigenschaften	92
6.5.1 Messaufbau	92
6.5.2 Biegekritische Drehzahlen im Vergleich	94
6.5.3 Dynamisches Verhalten im Vergleich	96
7 Realisierung des Lagerüberwachungssystems „LaSys“ bei fest-fest gelagerter Vorschubachse	100
7.1 Möglichkeiten und Grenzen der verfügbaren Lagerüberwachungssysteme	100
7.1.1 Ursache und Folgerung von Wälzlagerschäden	100
7.1.2 Bisherige Lösungsmöglichkeiten der Lagerüberwachung	102
7.2 Datenerfassung	103
7.3 Datenverarbeitung	104
7.3.1 Möglichkeiten der Datenverarbeitung im Vergleich	104
7.3.2 Filterrealisierung durch LabView	107
7.3.3 Hardwaretechnische Realisierung der Datenverarbeitung	110
7.4 Datenauswertung	111
7.4.1 Auswerteverfahren und erwartete Lagerfrequenzen	111
7.4.2 Realisierung der Datenauswertung mit einem Mikrocontroller	114
7.5 Validierung der Messstrecke	120
8 Integration des Lagerüberwachungssystems „LaSys“ in die Maschinensteuerung	123
8.1 Offene Steuerung für Werkzeugmaschinen	123
8.1.1 Vorhandene Schnittstellen	125
8.1.2 Anforderungen an die Kommunikation	129
8.2 Realisierung der Kommunikation	129
8.2.1 Datenaustausch	129
8.2.2 Funktionstest der Kommunikation	131
9 Zusammenfassung und Ausblick	134
Summary	136
Literaturverzeichnis	138

Zeichen, Einheiten und Benennungen

Zeichen	Einheit	Benennung
A	m^2	Fläche
A_a	m^2	Scheinbare Berührungsfläche
A_b	m^2	Tatsächliche Berührungsfläche
A_3	m^2	Kernquerschnitt des Gewindes
C_s	W/m^2K^4	Strahlungszahl des schwarzen Körpers
D_T	m	Teilkreisdurchmesser
D_w	m	Wälzkörperdurchmesser
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
E_{Kin}	Ws	Kinetische Energie
F	N	Kraft
F_a, F_A	N	Axialkraft
F_k	N	Eulerische Knicklast
F_N	N	Normalkraft
F_r, F_R	N	Radialkraft
F_v	N	Vorspannkraft
$F_{\Delta T}$	N	Axialkraft am Lager
$F(j\omega)$	-	Fourier Transformation der Kraft
I	m^4	Flächenträgheitsmoment
I_1	A	Strom
L	m	Gesamtspindellänge
ΔL	m	Längenänderung
K_v	-	Proportional Verstärkungs-Faktor
N	-	der Umfang der Grundgesamtheit (Anzahl der Werte)
$N(j\omega)$	-	Nachgiebigkeitsfrequenzgang
P	N	Dynamische Lagerbelastung
P_{1-2}	W	Wärmestrom
Q_{ab}	Ws	Abgeführte Wärmemenge
Q_{zu}	Ws	Zugeführte Wärmemenge
R	Ω	Widerstand
R_e	N/mm^2	Streckgrenze
R_E	Ω	Engewiderstand
R_H	Ω	Fremdschichtwiderstand
R_K	Ω	Kontaktwiderstand
S	-	Sicherheitsfaktor
T	Nm	Drehmoment

Zeichen	Einheit	Benennung
T_{abs}	K	Absolute Temperatur
T_N	s	Abtastzeit
ΔT	K	Temperaturdifferenz
U_1	V	Spannung
W_{ab}	Ws	Abgeführte Reibungsarbeit
$W_{R,L1}$	Ws	Reibungsarbeit Lager 1
$W_{R,L2}$	Ws	Reibungsarbeit Lager 2
$W_{R,Spm}$	Ws	Reibungsarbeit Spindelmutter
$W_{R,Fü}$	Ws	Reibungsarbeit Führungen
W_{zu}	Ws	Zugeführte Reibungsarbeit
X	-	Radialfaktor des Lagers
$X(j\omega)$	-	Fourier Transformation der Verschiebung
Y	-	Axialfaktor des Lagers
a_{Hertz}	m	Halbachse der Kontaktellipse
b_{Hertz}	m	Halbachse der Kontaktellipse
d	m	Spindeldurchmesser
d_H	m	Dicke der Fremdschicht
d_3	m	Kerndurchmesser des Gewindes
f_A	Hz	Abtastfrequenz Überrollfrequenz
f_g	Hz	Nyquist-Frequenz
f_K	Hz	Käfigrotationsfrequenz
f_n	Hz	Drehzahlfrequenz
f_N	Hz	Abtastfrequenz
f_W	Hz	Überrollfrequenz einer Wälzkörperunregelmäßigkeit ja
f_{WA}	Hz	Wälzkörperrotationsfrequenz oder Wälzkörperspinnfrequenz
h	mm	Spindelsteigung
k	N/m	Statische Steifigkeit
k_1, k_2	N/m	Axialsteifigkeit Lagerumgebungs konstruktion
k_D	-	Dehnungsempfindlichkeit
k_{Ges}	N/m	Axialsteifigkeit des Gesamtsystems
k_{L1}, k_{L2}	N/m	Axialsteifigkeit des Lagers
k_M	N/m	Axialsteifigkeit der Spindelmutter
l	m	Spindellänge
l_k	m	Knicklänge Euler-Knickfall
l_x	m	Axiale Spindelausdehnung

Zeichen, Einheiten und Benennungen

Zeichen	Einheit	Benennung
n	1/s	Spindeldrehzahl
n_L	1/s	Lagerdrehzahl
n_{krit}	1/s	Kritische Spindeldrehzahl
p_0	N/mm ²	Druck, Flächenpressung
q_k	W/m ²	Wärmestromdichte bei Konvektion
q_l	W/m ²	Wärmestromdichte bei Wärmeleitung
r_{Ring}	mm	Radius Innen- oder Außenring
r_{wk}	mm	Radius Wälzkörper
s	-	Standardabweichung
t_B	s	Ruckzeitkonstante
v	m/s	Geschwindigkeit
x	m	Weg
\bar{x}	-	Mittelwert
z	-	Anzahl der Wälzkörper
α	1/K	Thermischer Ausdehnungskoeffizient
α_B	rad	Betriebsdruckwinkel des Lagers
α_k	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient bei Konvektion
α_l	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient bei Wärmeleitung
α_N	rad	Neigungswinkel des Kegelsitzes
ε	-	Emissionsverhältnis
ε_D	-	Dehnung
φ_{1-2}	-	Mittleres Winkelverhältnis
λ	-	Eigenwert abhängig von der Spindellagerungsart
λ_T	W/mK	Spezifische Wärmeleitfähigkeit
μ	-	Poissonische Konstante
ρ	kg/m ³	Materialdichte
ρ_E	Ωmm^2	elektrischer Widerstand des Kontaktwerkstoffs
ρ_H	$\Omega mm^2/mm$	spezifischer Widerstand der Fremdschicht
ρ_w	Ω/mm	spezifischer Widerstand
σ	N/mm ²	Normalspannung
$\sigma_{\Delta T}$	N/mm ²	Wärmespannung
$\sigma_{d(z)zul}$	N/mm ²	Zulässige Druck- (Zug-) Spannung
ω	Hz	Eigenfrequenz, Drehfrequenz

Abkürzungsverzeichnis

A/D	Analog/Digital
CAN	Controller Area Network
CNC	Computerized Numerical Control
DC	Direct Current
DFT	Diskrete Fourier Transformation
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnungsmessstreifen
DP	Dezentrale Peripherie
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
FMS	Fieldbus Message Specification
KGT	Kugelgewindetrieb
HIL	Hardware in the Loop
HSC	High Speed Cutting
IPC	Industrie Personal Computer
LaSys	Lagerüberwachungssystem
MeSpa	Mechatronische Spanneinheit
MMC	Man Machine Communication
MPI	Multi Port Interface
NC	Numerical Control
OSACA	Open System Architecture within Automation Systems
PA	Prozessautomatisierung
Profibus	Process Field Bus
RS 232	Serielle Schnittstelle an Personal Computern
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung

1 Einleitung

Die Globalisierung der Märkte, kürzere Innovationszyklen und der Trend zu kundenspezifischen Lösungen führen zu einer Verschärfung der Konkurrenzsituation zwischen den Werkzeugmaschinenherstellern. Dabei ist die Entwicklung und der Einsatz von neuen Fertigungskonzepten eine wesentliche Grundvoraussetzung zur Erhaltung der Wettbewerbsfähigkeit der industriellen Produktion. Deutsche Werkzeugmaschinenhersteller sind gezwungen, sich auf den Bereich qualitativ hochwertiger Maschinen zu konzentrieren und dabei mit neuen Innovationen den steigenden Anforderungen des Marktes gerecht zu werden [135].

Zahlreiche Entwicklungs- und Optimierungsleistungen der letzten Jahre haben dazu beigetragen, dass eine Verfügbarkeitssteigerung der Werkzeugmaschine bei gleichzeitig stabileren Zerspanprozessen erzielt werden konnte [103]. Die Entwicklungspotentiale für Produktinnovationen liegen in neuen Maschinenkonzepten sowie in der Anwendung innovativer Technologien, wie beispielsweise die Hochgeschwindigkeitszerspannung (HSC) auf dem Gebiet der spanenden Fertigung [79], [127]. Zusätzlich werden sichere und stabile Prozesse angestrebt, die weitgehend durch den Einsatz von zuverlässigen Überwachungssystemen realisierbar sind. Der Trend im Werkzeugmaschinenbau ist auch durch eine Verlagerung der Innovationen auf Maschinenkomponenten gekennzeichnet, deren Optimierungspotential maßgeblich für die gesamte Entwicklung der Branche geworden sind. So finden vermehrt Linearmotoren und Parallelkinematiken ihren Einsatz in Werkzeugmaschinen, wodurch sich neue Bearbeitungsmöglichkeiten eröffnen.

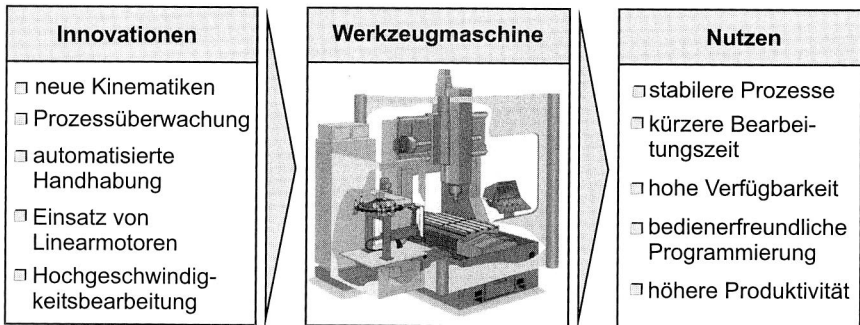


Bild 1: Aktuelle Entwicklungen und angestrebter Nutzen im Bereich der Werkzeugmaschinen

Die Innovationen der letzten Jahrzehnte haben dazu beigetragen, dass Werkzeugmaschinen heute zu komplexen mechatronischen Systemen gehören, die aus einer Vielzahl elektrischer und elektronischer sowie informationsverarbeitender Komponenten bestehen. Die zunehmende Miniaturisierung und der Preisverfall in der Mikroelektronik ermöglichen den verstärkten Einsatz von Sensoren, die vermehrt in der Prozess- oder

Zustandsüberwachung verschiedener Maschinenkomponenten ihren Einsatz finden. Auch der erzielte Fortschritt auf dem Gebiet der Maschinensteuerungen eröffnet neue Möglichkeiten wie der direkten Prozesssimulation der tatsächlichen Bearbeitung, der grafischen Programmierung sowie der 3D-Darstellung des Werkstücks und bewirken damit eine deutlich vereinfachte Maschinenbedienung. Zusätzlich besteht die Möglichkeit das Verhalten von Werkzeugmaschinen an virtuellen Prototypen durch Einsatz von „Hardware in the Loop“ (HIL) Systemen zu ermitteln. Dabei wird eine reale Maschinensteuerung an ein virtuelles Maschinenmodell angeschlossen und das Verhalten der Steuerung auf gezielt ausgelöste Störungen beobachtet [109], [142]. So wird ein frühzeitiges Erkennen von auftretenden Fehlern möglich. Darüber hinaus ist ein schnelles Beheben von Störungen durch den Einsatz von Telediagnose möglich [36].

Die Entwicklung der Werkzeugmaschinen befinden sich in einem ständigen Kreislauf und Zusammenspiel der einzelnen Entwicklungsbereiche (Bild 2). So hat die Umsetzung der Hochgeschwindigkeitstechnologie eine zusätzliche Optimierung von Maschinenkomponenten gefordert, die nicht für Geschwindigkeiten bei der HSC-Bearbeitung ausgelegt waren. Dazu gehören beispielsweise die Werkzeugaufnahme bzw. der Spanmechanismus, die Hauptspindel mit Lagerung und Spindelabdichtung, sowie der Einsatz von Motorspindeln. Neben den Maschinenkomponenten sind speziell für die HSC-Bearbeitung zusätzlich neue Werkstoffe sowohl für die Maschinenstruktur als auch für die benötigten Werkzeuge entwickelt worden.

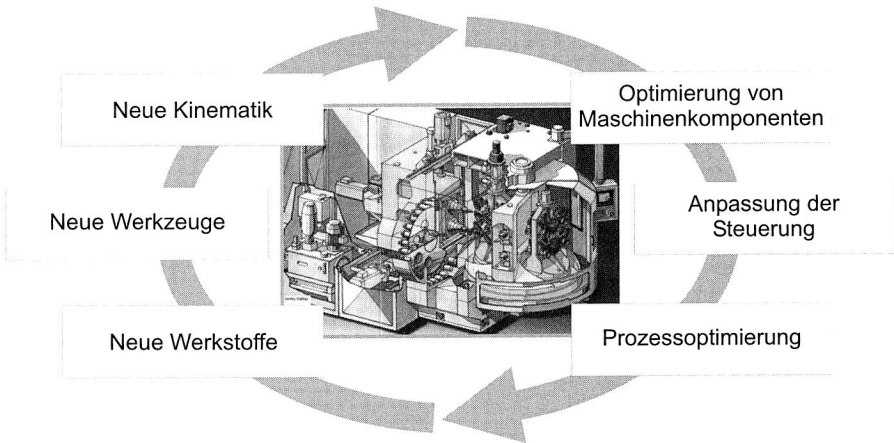


Bild 2: Stetiger Kreislauf der Werkzeugmaschinenentwicklungen

Die Produktivität moderner Werkzeugmaschinen wird maßgeblich durch die Leistungsfähigkeit der zentralen Komponenten im Leistungsstrang, wie Vorschubantriebe und Hauptspindel, bestimmt. Durch die Optimierung und Weiterentwicklung von Vorschubsystemen kann den gestiegenen Anforderungen an Genauigkeit und Verfahrensgeschwindigkeit gerecht werden. Dies ist einerseits durch den Einsatz neuer Antriebskonzepte und andererseits durch die Integration neuartiger Kinematiken möglich. Den-

noch erfordern diese Verbesserungsmaßnahmen erhöhte Investitionen, die ein wesentliches Hindernis für Innovationen darstellen. Alternativ dazu besteht die Möglichkeit, die bestehenden Maschinenkomponenten zu optimieren und gezielt weiterzuentwickeln.

Motivation und Zielsetzung

In den letzten Jahren finden vermehrt Linearmotoren ihren Einsatz in Werkzeugmaschinen. Diese ermöglichen eine deutliche Steigerung der Dynamik, der Beschleunigung sowie eine höhere Regelgüte im Vergleich zu elektromechanischen Vorschubachsen. Dem gegenüber stehen hohe Verlustleistung, geringere Vorschubkraft sowie höhere Systemkosten. Darüber hinaus ist das Beschleunigungsvermögen indirekt proportional zu den bewegten Massen, sodass sich ein hohes Schlittengewicht nachteilig auf die maximale Beschleunigung auswirkt. Zudem benötigt die Integration von Linearmotoren zusätzliche Anpassung der Maschinenstruktur, die sich in erster Linie durch thermische Maßnahmen, aber auch durch spezielle Komponentenoptimierung, wie beispielsweise das Schlittengewicht, die Gestellbausteine und die Führungen, auszeichnet. Gerade bei mittellangen Vorschubachsen steigen bei Verwendung von Linearmotoren die Investitionskosten proportional zur Achsenlänge, da die gesamte Vorschubachse aus dem Motor besteht. Deutlich kostengünstiger sind dagegen elektromechanische Vorschubantriebe, die ihren Einsatz überwiegend bei kurzen Achsenlängen haben. Dagegen sind diesen Vorschubsystemen bei mittellangen Achsen physikalische Grenzen gesetzt, da sie eine deutliche Geschwindigkeitsreduzierung und Steifigkeitsverlust aufweisen. Durch einige Forschungsarbeiten sind die Eigenschaften der elektromechanischen Vorschubachsen ausdrücklich verbessert worden, dennoch ist das Optimierungspotential noch nicht erschöpft. Eine Geschwindigkeits- und Steifigkeitssteigerung ist beispielsweise durch die Realisierung einer beidseitigen Festlagerung der Spindel erzielbar. Dabei bereitet die thermische Ausdehnung, verursacht durch die Betriebstemperatur, dieser Lagerungsart ihre Grenzen. Da bei einer beidseitigen Festlagerung die thermische Ausdehnung verhindert wird, führt der Temperaturzuwachs zu hohen Lagerbelastungen, die grundsätzlich ein frühzeitiges Lagerversagen zur Folge haben.

Primäres Ziel dieser Arbeit ist die Realisierung einer beidseitigen Festlagerung bei elektromechanischen Vorschubsystemen, um eine deutliche Verbesserung der Spindелеigenschaften bezüglich der erreichbaren Vorschubgeschwindigkeit und der statischen Steifigkeit zu erreichen. Das neu entwickelte mechatronische System ermöglicht somit eine beidseitige Festlagerung der Vorschubachse, bei gleichzeitiger aktiver Kompensation der thermischen Ausdehnung. Damit wird ein Kompromiss zwischen der erwünschten Spindeleigenschaften und der Lebensdauer der eingesetzten Wälzlager geschaffen. Diese Entwicklung ermöglicht eine kostengünstige Alternative zu Linearmotoren, die auch ohne zusätzliche Anpassung von den vorhandenen Maschinenkomponenten eingesetzt werden können. Vor allem für mittellange Achsen mit hohem Schlittengewicht ist eine signifikante Verbesserung, gegenüber den elektromechanischen Vorschubachsen mit konventioneller Lagerungsart und den Linearmotoren, zu erwarten.

Arbeitsgebiete im Überblick

In Rahmen dieser Arbeit wird einleitend im Kapitel zwei ein Überblick und Funktionsprinzip der gebräuchlichsten Vorschubsysteme für Werkzeugmaschinen erläutert. Dies beinhaltet die Gegenüberstellung des mechanischen Systemaufbaus und dessen Eigenschaften sowie das jeweilige Einsatzgebiet der gängigen Vorschubachsen einer Werkzeugmaschine. Im anschließenden Kapitel liegt die Konzentration auf der elektromechanischen Vorschubachse und deren Optimierungspotenzial. Dabei wird insbesondere auf die Möglichkeiten der beidseitigen Festlagerung sowie die dadurch erreichten Vorteile eingegangen. Darüber hinaus werden bestehende Lösungen dieser Lagerungsart und deren Einsatzgrenzen vorgestellt.

Grundlage für die konstruktive Auslegung der mechatronischen Spanneinheit stellt das Temperaturverhalten und die am Wälzlager wirkende Axialkraft dar. Hierfür durchgeführte thermischen Untersuchungen an der Versuchsachse und die dazugehörigen Ergebnisse werden in Kapitel vier diskutiert. Dies beinhaltet einerseits die Ermittlung der Spindeltemperatur in Abhängigkeit von unterschiedlichen Prozessparametern, um den maximalen Zuwachs der mittleren Spindeltemperatur zu ermitteln und andererseits die Erfassung der axialen Spindelausdehnung, die bei einer beidseitigen Festlagerung kompensiert werden muss. Ein wichtiger Punkt für die zuverlässige Funktionalität der Spanneinheit ist die Erfassung der Axialkraft. In Kapitel fünf werden verschiedene Methoden der Kraftermittlung vorgestellt und erläutert. Ein besonderer Aspekt dabei ist die Verwendung von kostengünstigen Messsystemen und Standardkomponenten, um eine industrielle Anwendung der mechatronischen Spanneinheit zu ermöglichen. Des Weiteren werden in Kapitel sechs verschiedene Konstruktionslösungen der mechatronischen Spanneinheit vorgestellt und diese auf Erfüllung der Aufgabenstellung beurteilt. Letztendlich wird die ausgewählte Spanneinheit aufgebaut und in das bestehende Vorschubsystem integriert.

Bei einer beidseitigen Festlagerung stellen die Wälzlager die schwächsten Komponenten dar, sodass Fehler bei der Parameterauslegung sowie betriebsbedingte Überbelastungen unvermeidlich zu einem Lagerschaden führen. Aus diesem Grund wird in Kapitel sieben die Realisierung eines Lagerüberwachungssystems mit einer Datenauswertung mittels Mikrocontroller beschrieben. Ein besonderer Schwerpunkt dabei ist die Filterauslegung, die die Grundlage für eine zuverlässige Zustandsüberwachung darstellt. Anschließend wird in Kapitel acht die benötigte Kommunikation zwischen der Maschinensteuerung und dem Mikrocontroller realisiert. Das Lagerüberwachungssystem ist an die Geschwindigkeit beim Anfahren der Referenzpunkte angepasst und ermöglicht somit eine kontinuierliche Zustandsüberwachung der Wälzlagerung, ohne zusätzliche Nebenzeiten der Werkzeugmaschine zu verursachen.

2 Vorschubantriebsanalyse für CNC- Werkzeugmaschinen

Der Zerspanprozess wird durch eine Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück realisiert, die durch verschiedene Antriebskonzepte gelöst ist. Grundsätzlich können die Antriebe einer Werkzeugmaschine folgendermaßen unterteilt werden:

- Hauptantrieb, zuständig für die Rotationsbewegung des Werkstücks oder des Werkzeugs,
- Vorschubantrieb, der die Zustellbewegung in der Werkzeugmaschine übernimmt und
- Hilfsantrieb, verantwortlich für die Bewegung von zusätzlichen Achsen einer Werkzeugmaschine (z. B. Reitstock bei Drehmaschinen).

In Abhängigkeit von der Anwendungsart, werden an die Antriebe unterschiedliche Anforderungen gestellt. So werden an die Hilfsantriebe deutlich geringere Ansprüche bezüglich der geforderten Steifigkeit und Dynamik gestellt im Vergleich zu den Anforderungen bei Vorschubantrieben. Allgemein lassen sich die Forderungen an die Vorschubantriebe numerisch gesteuerter Werkzeugmaschinen in folgenden Punkten zusammenfassen [4], [126], [129]:

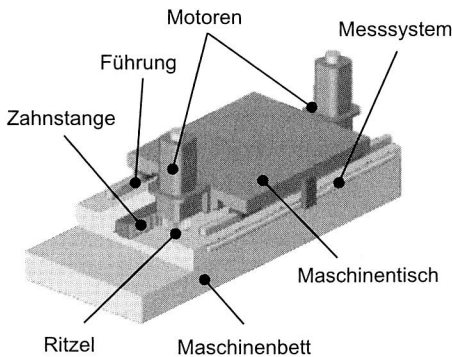
- hohe Dynamik, um Änderungen der Führungsgröße mit minimaler Verzögerung auf das zu bewegende Maschinenbauteil zu übertragen,
- ruckfreier Lauf auch bei kleinsten Vorschubgeschwindigkeiten,
- verzerrungsfreie Signalübertragung, damit der Übergang von einer Position in eine andere nicht zu Schwingungen führt,
- spiel-, und umkehrfreie mechanische Übertragungselemente,
- hohe statische und dynamische Steifigkeit des Vorschubantriebes, um die Auswirkungen von Störgrößen, Reib- und Schnittkräften sowie deren Schwankungen in möglichst kurzer Zeit ausregeln zu können,
- hohes Beschleunigungsvermögen im gesamten Drehzahlbereich,
- hohe Positioniergenauigkeit, damit die Anforderungen an die Werkzeugmaschinen erfüllt werden,
- geringe Kosten und hohe Lebensdauer der Komponenten, die eine hohe Zuverlässigkeit bei geringen Investitionen ermöglichen,
- geringes Bauvolumen und Gewicht sowie
- geringer Wartungs- und Serviceaufwand.

Für die Realisierung der Vorschubbewegung sind, in Abhängigkeit vom Verfahren, unterschiedliche Systeme im Einsatz. So werden Mikroachsen mit einem Verfahren von einigen Mikrometern durch Piezo-Aktoren realisiert, die zusätzlich über eine Positioniergenauigkeit von $0,1 \mu\text{m}$ verfügen. Im Bereich der Werkzeugmaschinen sind jedoch größere Verfahren erforderlich, sodass hier Spindel-Mutter-Systeme, Linearmotoren und Ritzel-Zahnstangen-Triebe eine breite Anwendung finden. Unter den Vertretern von Spindel-Mutter-Systemen finden Kugelgewindetriebe den häufigsten Einsatz. Diese sind für kleine und bei angetriebener Spindelmutter auch für mittlere Achsen geeignet und zeichnen sich durch eine Positioniergenauigkeit von $1 \mu\text{m}$ aus. Für längere Achsen, ab einigen Metern, werden überwiegend Ritzel-Zahnstangen-Triebe eingesetzt, die aber

eine deutlich geringere Positioniergenauigkeit (10 μm) aufweisen. Zunehmend finden in den letzten Jahren Linearmotoren ihren Einsatz in Werkzeugmaschinen. Diese können das ganze Längenspektrum mit einer sehr hohen Positioniergenauigkeit (0,1 μm) abdecken bei gleichzeitig sehr hoher Dynamik. Allerdings sind mit Linearmotoren große Einschränkungen in Bezug auf die erreichbare Vorschubkraft, dem hohen Systempreis und der hohen Verlustleistung verbunden.

2.1 Ritzel-Zahnstange-Trieb

Für Werkzeugmaschinen mit langen Verfahrwegen kommen Ritzel-Zahnstangen-Triebe zum Einsatz, bei denen die erreichbare Maximalgeschwindigkeit unabhängig von der Verfahrlänge ist. Neben dem beliebig großen zu realisierenden Vorschubweg zeichnen sich diese Systeme durch eine konstante Steifigkeit über den gesamten Verfahrweg aus. Diese setzt sich im Wesentlichen aus der Torsionssteifigkeit von Ritzelwelle und Getriebe sowie der Kontaktsteifigkeit der Ritzel-Zahnstangen Paarung zusammen.



Eigenschaften
<input type="checkbox"/> Positioniergenauigkeit von 10 μm
<input type="checkbox"/> hohe Vorschubkraft realisierbar
<input type="checkbox"/> spielfreiheit erforderlich
<input type="checkbox"/> lange Verfahwege
<input type="checkbox"/> kostenintensiv

Bild 3: Aufbau und Eigenschaften eines Ritzel-Zahnstange-Triebs [131]

Für die Realisierung einer Vorschubachse mit Ritzel-Zahnstange-Trieb sind zusätzliche Getriebestufen erforderlich, da die Leistungsübertragung am Ritzel durch niedrige Drehzahlen und hohe Drehmomente gekennzeichnet ist [129]. Durch den geringen Anwendungsbereich bestehen in der Regel diese Vorschubsysteme aus überwiegend Sonderkomponenten, wodurch hohe Systemkosten entstehen. Voraussetzung für den Einsatz in Werkzeugmaschinen ist die Torsionssteifigkeit und die Spielfreiheit zwischen Ritzel und Zahnstange. Um eine Spielfreiheit des Systems gewährleisten zu können, müssen diese vorgespannt werden. Dieses kann entweder:

- elektrisch, durch zwei Ritzel-Motoreinheiten oder
- mechanisch, durch ein federverspanntes geteiltes Ritzel

realisiert werden. So können beispielsweise mit einem mechanisch vorgespannten Ritzel-Zahnstange-Trieb Maximalgeschwindigkeiten bis zu 100 m/min erreicht werden.

Die industrielle Anwendung findet das Antriebskonzept zudem bei den Portalrobotern mit langen Verfahrwegen. Ein wesentlicher Nachteil dieses Vorschubsystems ist die geringere Positioniergenauigkeit und die höheren Herstellungskosten. Für kurze Vorschubachsen und hohe Positioniergenauigkeitsanforderungen werden Direktantriebe und elektromechanische Vorschubsysteme eingesetzt.

2.2 Linearer Direktantrieb für Werkzeugmaschinen

In den letzten Jahren haben zahlreiche Entwicklungs- und Optimierungslösungen bei elektromechanischen Vorschubantrieben deutliche Geschwindigkeits- und Beschleunigungssteigerung der Verfahrbewegungen bewirkt. Dennoch kommen immer mehr Linearmotoren zum Einsatz, die aufgrund ihrer besonderen Eigenschaften eine deutliche Verbesserung der Regeldynamik sowie höhere Positioniergenauigkeit erreichen können [18], [24], [46]. Neben den vielen Vorteilen wirken sich die hohen Systemkosten, geringe Vorschubkräfte und die hohe Verlustleistung besonders nachteilig aus. Des Weiteren erfordern Linearmotoren zusätzliche Anpassungen von bestehenden Maschinenkomponenten.

2.2.1 Aufbau und Funktionsprinzip eines Linearmotors

Im Allgemeinen ist der Aufbau des Linearmotors vergleichbar mit einem herkömmlichen Rotationsmotor, der in einer Ebene aufgeklappt ist, wodurch die Rotations- durch die Linearbewegung ersetzt wird. Der Linearmotor besteht aus einem Primär- und einem Sekundärteil, der beim Rotationsmotor als Rotor und Stator bezeichnet wird.

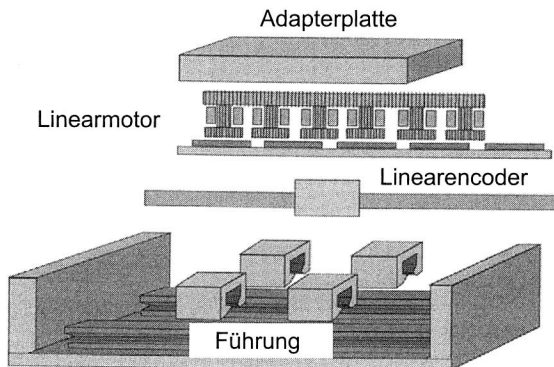


Bild 4: *Prinzipieller Aufbau einer Vorschubachse mit Linearmotor [46]*

Im Bild 4 ist der Aufbau einer Vorschubachse mit Linearmotor dargestellt. Das Wirkprinzip beruht auf der direkten Umsetzung der elektrischen Energie in die Linearbewegung. Infolgedessen werden die Verluste aufgrund der Übertragungsglieder wie Getriebe, Antriebs- und Gelenkwellen komplett vermieden [105]. Es existieren ver-

schiede Arten von Linearmotoren, die nach Statorausführung, Motorprinzip, Bauform sowie Primärteilty unterschieden werden können (Bild 5).

Linearmotor			
Statorausführung	Motorprinzip	Bauform	Primärteilty
<input type="checkbox"/> Kurzstator <input type="checkbox"/> Langstator	<input type="checkbox"/> Synchronmotor <input type="checkbox"/> Asynchronmotor <input type="checkbox"/> Gleichstrommotor <input type="checkbox"/> Schrittmotor	<input type="checkbox"/> Einzelkamm- motor <input type="checkbox"/> Doppelkamm- motor <input type="checkbox"/> Solenoidmotor	<input type="checkbox"/> eisenbehaftet <input type="checkbox"/> eisenlos

Bild 5: Unterteilung der Linearmotoren (nach [34])

Die Linearmotoren können nach der Statorausführung als Kurzstator oder Langstator zum Einsatz kommen. Bild 6 zeigt den generellen Unterschied zwischen Langstator- und Kurzstatorlinearmotor. Beim Langstatorprinzip besteht der Sekundärteil aus Permanentmagneten, die linear entlang der Vorschubachse angeordnet sind und deren Polarität sich in Bewegungsrichtung abwechseln. Im Primärteil ist ein dreiphasiges Wicklungssystem untergebracht, das von einem sinusförmigen Strom mit einer Phasendifferenz von 120° zwischen den drei Wicklungen durchflossen wird. Aus der Wechselwirkung der Permanentmagneten mit der stromdurchflossenen Spule entsteht eine Kraft, die so genannte Lorentzkraft, durch die der Primärteil in Bewegung gebracht wird.

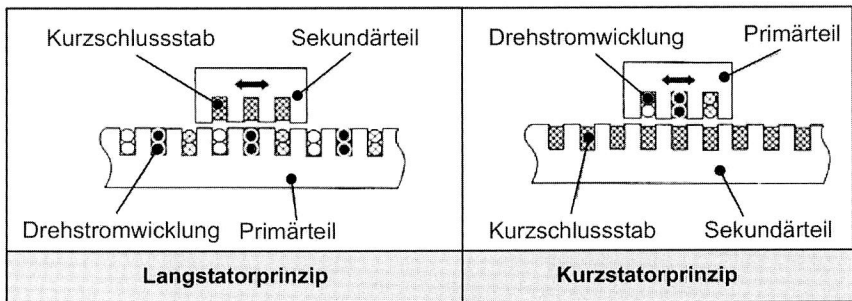


Bild 6: Asynchroner Linearmotor nach Lang- und Kurzstatorprinzip (nach [34])

Der Nachteil der Langstatoranordnung besteht darin, dass die gesamte Drehspulwicklung in der Linearführung stromdurchflossen ist und deswegen eine große Verlustleistung entsteht, die zu hohen Temperaturentwicklungen führen und ausreichende Kühlung erfordern.

Vergleichbar mit den Rotationsmotoren finden in Werkzeugmaschinen überwiegend Asynchron- oder Synchronmotoren ihren Einsatz. Die Synchronlinearmotoren sind speziell für Hochgeschwindigkeitsbearbeitung von Nichteisenmetallen geeignet, da sonst

metallische Späne durch die hohen Anziehungskräfte in den Luftspalt eingezogen werden und die teureren Permanentmagneten beschädigen können. Die hohe Anziehungskraft zwischen Primär- und Sekundärteil verursacht zusätzlich eine Durchbiegung des Schlittens, sodass eine hohe Normalkraft die Linearführungen belastet.

Asynchronlinearmotor	Synchronlinearmotor
keine magnetische Kraft ohne Strom, einfachere Montage	Probleme bei der Montage und mit Spänen
kleiner Luftspalt zwischen Primär- und Sekundärteil	großer Luftspalt zwischen Primär- und Sekundärteil
hohe Verlustleistung im Sekundärteil	Verluste im Sekundärteil
Sekundärteil benötigt Kühlung	keine Kühlung des Sekundärteils erforderlich
niedrigere Vorschubkraft	teurer, besonders bei langen Verfahrwegen

Tabelle 1: Unterschiede zwischen Asynchron- und Synchronlinearmotor [34]

Ein Vergleich zwischen Asynchron- und Synchronlinearmotor ist in Tabelle 1 dargestellt. Der Vorteil des Asynchronmotors gegenüber einem Synchronmotor besteht darin, dass keine teuren Permanentmagnete in der Linearführung verwendet werden. Stattdessen sind Kurzschlussstäbe eingelassen, sodass nur bei Stromfluss ein Magnetfeld anliegt. Dadurch entsteht jedoch eine höhere Verlustleistung im Sekundärteil, sodass leistungsfähige Kühlsysteme benötigt werden [34], [128]. Dagegen ermöglichen Synchronlinearmotoren höhere Dauervorschubkräfte und geringere Verluste im Sekundärteil.

2.2.2 Eigenschaften von Linearmotoren

Die Linearmotoren können den gesamten Längenbereich von Vorschubachsen abdecken. Jedoch ist deren Einsatz in Werkzeugmaschinen durch die geringere Vorschubkraft im Vergleich zur elektromechanischen Vorschubachsen vornehmlich auf die Leichtzerspannung begrenzt. Des Weiteren erfordert die große Verlustleistung des Linearmotors die Integration von zusätzlichen Kühlsystemen, damit die große Wärmeentwicklung aus der Maschinenstruktur abgeführt wird. Außerdem steigen die Kosten proportional zur Achsenlänge, sodass der Einsatz von Linearmotoren bei langen Achsen aus wirtschaftlichen Gründen nicht mehr sinnvoll ist. Die Verfahrgeschwindigkeit von Linearmotoren hängt allein von der Schlittenmasse und der Linearführung ab, da die Beschleunigung umgekehrt proportional zur bewegten Masse ist und daher sich ein hohes Schlittengewicht negativ auf die erreichbare Beschleunigung auswirkt. Der Grund hierfür ist, dass Linearmotoren offene elektromagnetische Systeme sind, indem der Läufer bzw. Ständer immer ein integraler Anteil des zu bewegendes Anlagenteils darstellt. Außerdem wird beim Einsatz in Werkzeugmaschinen die theoretisch erreichbare Verfahrgeschwindigkeit der Linearmotoren durch die Umgebungs konstruktion herabgesetzt, da einige Maschinenkomponenten für deutlich geringere Verfahrgeschwindigkeit ausgelegt sind. Dazu gehören beispielsweise die Lagerung der Linearführung [28] oder die Späneabdeckung [85].

Linearmotor	
Vorteile:	Nachteile:
hohe Beschleunigung (2g)	geringe Vorschubkraft (10 kN)
hohe Geschwindigkeit (>120 m/min)	hohe Kosten
gute Positioniergenauigkeit (0,01mm)	hohe Verlustleistung
geringer Verschleiß (keinen mechanischen angetriebenen Komponenten)	keine Kraftübersetzungsmöglichkeit
hohe Regelgüte (hoher K_v -Faktor)	störende Magnetfelder (für Späneabfuhr)

Tabelle 2: Eigenschaften von Linearmotoren

Die hohe Verlustleistung führt zu einer erheblichen thermischen Belastung der Maschinenstruktur, sodass integrierte Kühlsysteme zwingend erforderlich sind. Um eine ausreichende Kühlung zu erhalten, besteht das Kühlsystem neben dem wassergekühlten Hauptkühler aus zusätzlichen Komponenten, die alle zur Verbesserung der thermischen Eigenschaften beitragen [111]. Dazu gehören beispielsweise die Isolierschicht zwischen der Maschinenstruktur und der Wärmequelle oder das Wärmeleitblech an den Seiten des Primärteils, dessen Integration grundsätzlich mit erhöhtem Aufwand verbunden ist. Ferner stellen die hohen Beschleunigungen erhebliche Anforderungen an die gesamte mechanische Struktur. Eine deutliche Verbesserung ist durch die Impulskopplung erreichbar, da ein großer Teil der Reaktionskräfte aus der Maschinenstruktur ferngehalten wird [120].

Im Gegensatz zu den anderen Antriebstypen kommt der Linearmotor ohne mechanische Übertragungselemente aus, da keine Rotationsbewegung entsteht, die umgewandelt werden muss. Bislang ist das Einsatzgebiet der Linearmotoren durch seine Nachteile begrenzt, sodass für die Zerspanung großer und schwerer Werkstücke die elektromechanische Vorschubachse zur Anwendung kommt.

2.3 Elektromechanische Vorschubachsen

Unter dem Begriff elektromechanische Vorschubachsen sind verschiedene Ausführungsformen von Spindel-Mutter-Systemen zu verstehen. Für den Einsatz in Werkzeugmaschinen haben sich Kugelgewindetriebe durchgesetzt, die sich durch einen hohen Wirkungsgrad, hohe Positionier- und Wiederholgenauigkeit sowie lange Lebensdauer auszeichnen [4], [126], [141]. Durch zahlreiche Weiterentwicklungen, wie beispielsweise die Geometrieoptimierung, sind bei der konventionellen Antriebstechnik deutliche Geschwindigkeitssteigerungen (bis zu 100 m/min) erzielt worden [20].

2.3.1 Komponenten und Ausführungsformen

Die unterschiedlichen Bauformen und -größen von Werkzeugmaschinen erfordern eine große Variantenvielfalt an Vorschubachsen. Prinzipiell ist der Aufbau eines Spindel-Mutter-Systems unabhängig von der Werkzeugmaschinenart. Dennoch beeinflussen

diese Systemkomponenten die Eigenschaften sowie die erzielte Genauigkeit einer Werkzeugmaschine erheblich (Bild 7).

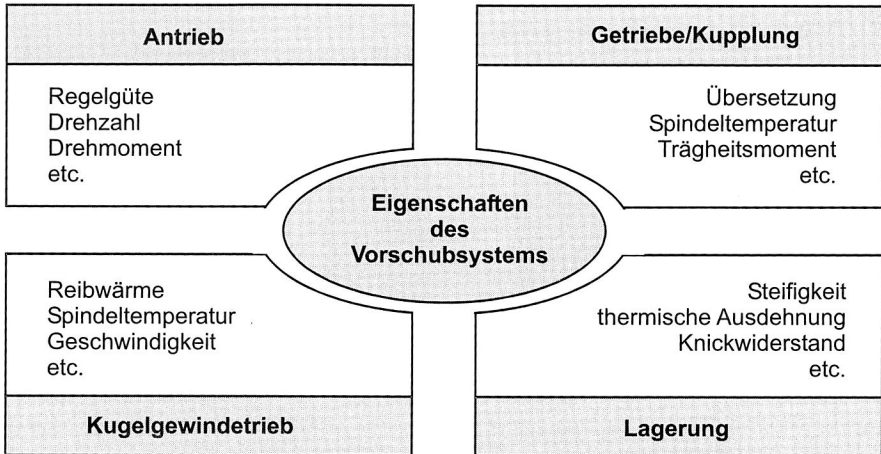


Bild 7: Einfluss der Komponenten des Spindel-Mutter-Systems auf die Spindel-eigenschaft

In der Regel ist das Einsatzgebiet von Kugelgewindetrieben in Werkzeugmaschinen auf kurze bis mittellange Achsen beschränkt. Bei längeren Achsen begrenzt die biegekritische Drehzahl und damit die erste Eigenfrequenz der Spindel die maximale Verfahrensgeschwindigkeit. Zusätzlich verfügt der Kugelgewindetrieb bezogen auf die Länge unterschiedliche Steifigkeitswerte, die sich gerade bei langen Achsen negativ auswirken und das Einsatzgebiet von elektromechanischen Vorschubachsen begrenzen. Durch die Geometrie und Bearbeitungsqualität beeinflusst der Kugelgewindetrieb direkt die erreichbare Vorschubgeschwindigkeit und die maximale Betriebstemperatur.

Ein Spindel-Mutter-System mit Kugelgewindetrieb besteht im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Antrieb
- Getriebe/Kupplung
- Spindellagerung
- Kugelgewindetrieb
- Schlitten
- Führungen
- Messsysteme

An die Antriebe einer Vorschubachse werden hohe Anforderungen gestellt, da sie wesentlich die Bearbeitungsqualität der Werkstücke beeinflussen. Grundsätzlich finden in Werkzeugmaschinen Synchron- und Asynchronmotor ihre Anwendung. Die Motordrehzahlen sind bei Synchronmotoren durch die Fliehkräfte begrenzt, da sich sonst die aufgeklebten Magnetplättchen lösen können [129]. Aus diesem Grund werden bei hoher

Drehzahlanforderung in Werkzeugmaschinen überwiegend Asynchronmotoren eingesetzt.

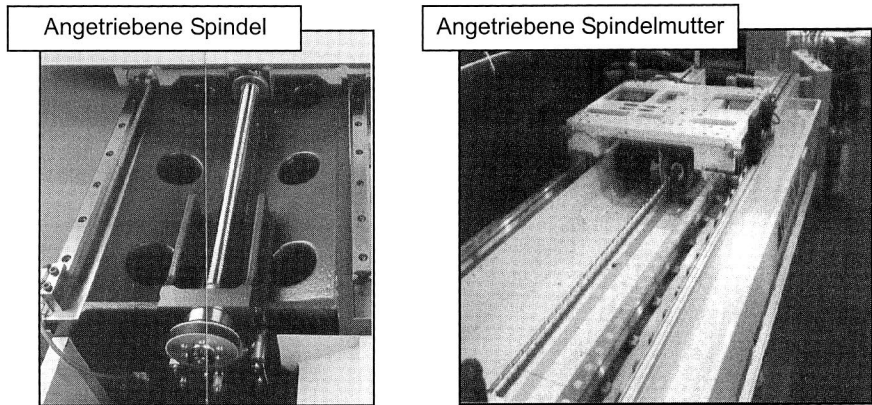


Bild 8: Unterschiedliche Antriebsart bei Kugelgewindtrieben [78]

Neben der Bauform des Motors kann auch zwischen der Antriebskomponente der Vorschubachse unterschieden werden. In der Regel wird zwischen der angetriebenen Spindel oder Spindelmutter differenziert (Bild 8). Außerdem kann der Antrieb direkt oder über Getriebestufen die Antriebskomponente bewegen. Für die Drehzahl- und Drehmomentanpassung werden Getriebe in Form von Zahnrad- und Riemengetrieben eingesetzt [4]. Die direkte Antriebsart erfordert außerdem eine Kupplung, die für eine torsionssteife und drehwinkelgenaue Verbindung zweier Wellenenden eingesetzt wird. Die Kupplungen für Werkzeugmaschinen müssen eine hohe Torsionssteifigkeit, kleine Massenträgheitsmomente aufweisen und zusätzlich spielfrei sein, damit sie den hohen Anforderungen einer Werkzeugmaschine gerecht werden. Für diese Anwendung werden kraftschlüssige und elastische Kupplungen eingesetzt [129], [139].

Die Lagerungsart der Spindel beeinflusst einerseits die Steifigkeit des Gesamtsystems und andererseits die erreichbare Maximalgeschwindigkeit der Achse. Grundsätzlich wird zwischen fest-frei, fest-los, und fest-fest Lagerung unterschieden. Höchste Verfahrensgeschwindigkeit und Steifigkeit bei elektromechanischen Vorschubsystemen sind mit der fest-fest Lagerung erreichbar, wodurch allerdings hohe Lagerbelastungen entstehen, die durch die thermische Ausdehnung der Spindel verursacht werden und gegebenenfalls die Lebensdauer der Wälzlager reduzieren.

Der Kugelgewindtrieb nimmt durch seine Abmaße einen direkten Einfluss auf die Eigenschaften des Vorschubsystems. So bewirkt eine größere Spindellänge die Reduktion der erreichbaren Verfahrensgeschwindigkeit, da sich die Eigenfrequenz bei längeren Achsen zu niedrigeren Werten verschiebt. Gleichzeitig bewirkt eine höhere Spindelsteigung bei gleichbleibender Drehzahl eine deutlich höhere Vorschubgeschwindigkeit.

Der Schlitten beeinflusst durch die Abmaße und vor allem durch das Gewicht die Trägheitsmomente des Gesamtsystems und die Motordimensionierung, die nach der Höhe der bewegten und beschleunigten Massen sowie den daraus folgenden Trägheitsmomenten ausgelegt werden.

Die Führungen einer Vorschubachse haben die Aufgabe einerseits dem Schlitten die Bewegungsrichtung vorzugeben und andererseits die Belastungen ohne größere Verlagerungen aufzunehmen. Die Führungen tragen im Wesentlichen durch die Positioniergenauigkeit und das Reibungsverhalten der Güte einer Vorschubachse bei, sodass sie spielfrei sind und hohe Steifigkeit besitzen. In Werkzeugmaschinen sind hydrodynamische Gleit- und Wälzführung die am häufigsten eingesetzten Systeme [129].

In der Regel verfügen elektromechanische Achsen über ein Messsystem, das unmittelbar im Motor integriert ist. Bei Werkzeugmaschinen mit hohen Genauigkeitsanforderungen wird zusätzlich ein direktes Messsystem integriert [129]. An die Wahl des Messsystems werden zwei gegensätzliche Ansprüche gestellt. Einerseits ist eine hohe Genauigkeit und Auflösung erforderlich, das mit geringer Teilungsperiode erreicht werden kann. Andererseits begrenzt die Teilungsperiode durch die Eingangsgrenzfrequenzen (ca. 250 Hz) die zulässige Maximalgeschwindigkeit, sodass eine Kompromisslösung angestrebt werden muss.

Jede Komponente des Spindel-Mutter-Systems beeinflusst die Eigenschaften der elektromechanischen Vorschubachse und ermöglicht somit eine breite Variationsmöglichkeit bei der Gestaltung von Vorschubsystemen.

2.3.2 Funktionseigenschaften des Kugelgewindetriebs

Der Kugelgewindetrieb ermöglicht die Umsetzung einer rotatorischen Bewegung der Spindel in die translatorische Bewegung des Tisches. Zwischen Spindel und Spindelmutter befinden sich Kugeln, die in den entsprechenden Laufbahnen der Spindel und Spindelmutter abwälzen, sodass durch den Umlauf der Wälzkörper die Vorschubbewegung der Spindel ermöglicht wird. Über das Umlenkrohr werden die Kugeln wieder zum Anfang der Spindelmutter gebracht. Grundsätzlich werden zwei Methoden der Kugelumlenkung eingesetzt, die entweder über eine Gesamtumlenkung der Kugelkette oder die Umlenkung einzelnen Kugelketten realisiert werden (Bild 9 rechts). Zwischen Spindelmutter, Wälzkörpern und Spindel entsteht bei der Bewegung Reibung, die sich wiederum direkt auf die erreichbare Betriebstemperatur auswirkt. Eine Reduzierung der Reibwärme ist beispielsweise durch höhere Bearbeitungsqualität der Laufbahnen möglich.

Die Genauigkeitsanforderungen der Vorschubachsen verlangen zusätzlich ein spielfreies System. Zum Ausgleichen des Spiels zwischen Spindel und Spindelmutter werden in der Regel diese Systeme vorgespannt. Dazu sind unterschiedliche Vorspannungsarten möglich, wie beispielsweise die X- oder die O-Anordnung. Zudem werden die Spindelmuttern in zwei Ausführungsformen eingesetzt und zwar als Einzel- oder Doppelmutter (Bild 9 links).

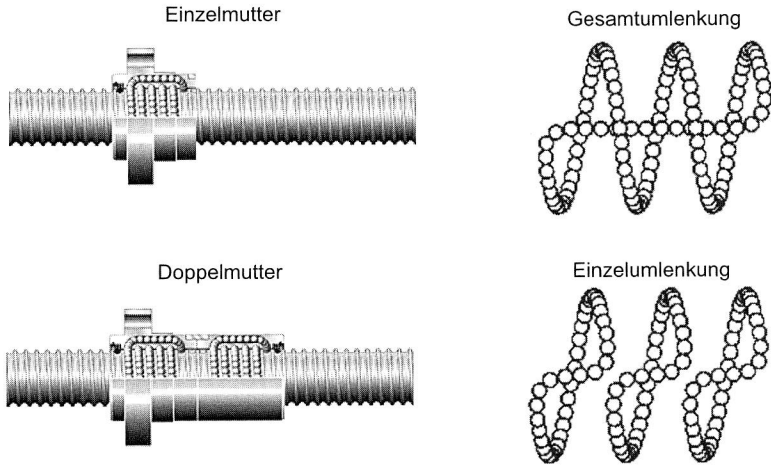


Bild 9: Unterschiedliche Bauformen von Mutter-Systemen (nach [87])

In Abhängigkeit von der erreichbaren Verfahrgeschwindigkeit und der Länge der elektromechanischen Vorschubachse werden in Werkzeugmaschinen unterschiedliche Antriebsvarianten eingesetzt. Prinzipiell ist die Realisierung einer angetriebenen Spindel mit geringem Aufwand verbunden, da überwiegend Standardkomponenten eingesetzt werden. Die angetriebene Spindelmutter dagegen erfordert höhere Investitionskosten wegen der Verwendung von Sonderkomponenten, wie beispielsweise dem Hohlwellenmotor sowie spezielle Spindelmutterlagerungen mit permanenter Schmierung. Beide Systeme können direkt oder durch vorgeschaltete Getriebestufen angetrieben werden. Bei kürzeren Achsen werden angetriebene Spindeln eingesetzt, die erstens kostengünstiger sind und zweitens geringeren Platzbedarf erfordern. Angetriebene Spindelmutter-Systeme eignen sich für mittellange Vorschubachsen (ab 1 m), wobei die Spindel beidseitig festgelagert wird, um dementsprechend höhere Verfahrgeschwindigkeiten zu realisieren.

Kugelgewindetrieb	
Vorteile:	Nachteile:
hohe Verfahrgeschwindigkeiten	unterschiedliche Steifigkeit über die Spindel­länge
hohe Positionsgenauigkeit	biegekritische Drehzahl begrenzt die maxi­male Verfahrgeschwindigkeit
geringe Kosten	begrenzte Axialbelastung der Spindel
hohe übertragbare Kräfte (40 kN)	geringe Beschleunigung
hoher Wirkungsgrad	Verschleißanfälligkeit der Übertragungsglieder

Tabelle 3: Eigenschaften von Kugelgewindetrieben [4]

Unabhängig von der Antriebsart haben Vorschubachsen mit Kugelgewindetrieb klare Vorteile gegenüber Linearmotoren die in Tabelle 3 aufgeführt sind. Dazu gehören vor allem die hohen Vorschubkräfte und die niedrigeren Systemkosten, die für den Einsatz in Werkzeugmaschinen von enormer Bedeutung sind.

Besonders nachteilig wirken sich gerade bei längeren Vorschubachsen die beschränkte Geschwindigkeit und die axiale Spindelbelastung, einerseits hervorgerufen durch die biegekritische Drehzahl und andererseits durch die zulässige Knickbelastung, aus. Des Weiteren besitzt dieses System über die Länge unterschiedliche Steifigkeit, die unter anderem abhängig von der Lagerungsart ist.

2.4 Vergleich und Einsatzbereiche verschiedener Vorschubantriebe

Prinzipiell haben die vorgestellten Vorschubsysteme ein bestimmtes Einsatzgebiet, bei dem sie vorzugsweise eingesetzt werden. Der Anwendungsbereich von Ritzel-Zahnstange-Trieben ist auf lange Vorschubachsen beschränkt, da die elektromechanischen Vorschubachsen dort deutlich reduzierte Steifigkeit und Verfahrgeschwindigkeiten aufweisen. Zudem finden in jüngster Zeit verstärkt lineare Direktantriebe in Werkzeugmaschinen ihre Anwendung bei kurzen und mittellangen Achsen [20]. In Tabelle 4 sind die unterschiedlichen Antriebssysteme und ihre wichtigsten Eigenschaften gegenübergestellt.

Parameter	Ritzel-Zahnstange	Linearmotor	Kugelgewindetrieb
Vorschubkraft [kN]	<50	<10	<40
Geschwindigkeit [m/min]	<100	>120	<100
Beschleunigung [m/s ²]	<10	15...25	<10
Achsenlänge [m]	4<	0,001-10	0,01-1 (4)
Verschleiß	hoch	gering	hoch
Positioniergenauigkeit [µm]	10	0,1	1
Empfindlichkeit gegenüber Spänen	gering	hoch	gering
Kosten	hoch	hoch	mittel

Tabelle 4: Parametervergleich von unterschiedlichen Vorschubantriebssystemen [4], [85]

Dagegen haben elektromechanischen Vorschubachsen einen wesentlichen Vorteil bei den Prozessen mit hoher Zerspanleistung oder der Bearbeitung von bestimmten Werkstoffen. Die hohen Zerspankräfte müssen von der Vorschubachse aufgenommen werden und sind bislang nur mit konventionellen Antriebssystemen realisierbar. Linearmotoren eignen sich dagegen für Zerspannung mit Kräften bis zu 10 kN und finden überwiegend in der Leichtzerspannung von Nichteisenwerkstücken breite Anwendung.

Das hohe Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvermögen sowie die hohe Positioniergenauigkeit der Linearmotoren bewirken eine enorme Steigerung der Produktivität und der Herstellungsgenauigkeit, die wiederum mit konventionellen Antriebssystemen nicht erreichbar sind. Jedoch beschränken die hohe Verlustleistung und der vergleichsweise hohe Systempreis, besonders bei längeren Achsen, deren breiten Einsatz in Werkzeugmaschinen.

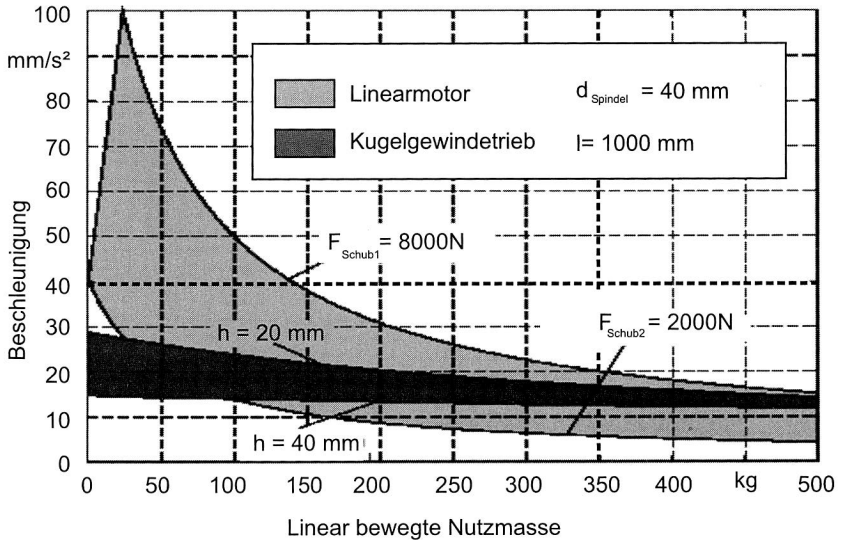


Bild 10: Vergleich des Beschleunigungsvermögen zwischen Linearmotor und Kugelgewindetrieb (nach [20], [129], [131])

Ein weiteres Defizit des Linearmotors ist die Abhängigkeit der Beschleunigung von den bewegten Massen. In einer Studie wurde dieser Zusammenhang ausgiebig erforscht und die Ergebnisse in Bild 10 dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass bei geringen Massen der Linearmotor in Bezug auf die erreichbare Beschleunigung eindeutige Vorteile gegenüber dem Kugelgewindetrieb hat. Allerdings fällt dieser Vorteil bei großen bewegten Massen deutlich geringer aus. Gerade bei Vorschubachsen mit einer hohen Nutzmasse ist der Einsatz von Linearmotoren zu überdenken, da diese im Augenblick zu hohe Investitionskosten erfordern und nur relativ geringes Verbesserungspotential bieten.

Sowohl Kugelgewindetrieb als auch Ritzel-Zahnstange-Trieb ist durch den Einsatz von mechanischen Komponenten gekennzeichnet, die verschleißanfällig sind und zusätzliche Wartung erfordern. Außerdem bewirkt die Forderung nach einer spielfreien Achse die besondere Vorspannung der Komponenten oder sogar spezielle Lösungen, um das Spiel zu kompensieren.

Fazit

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass Kugelgewindetriebe das am häufigsten eingesetzte Antriebssystem ist, das durch weitere Optimierungsschritte durchaus in der Lage ist, den bisherigen Einsatzbereich zu erweitern. Linearmotoren finden ihre Anwendung in Werkzeugmaschinen, die für geringere Zerspankräfte und höhere Dynamik ausgelegt sind. Jedoch wird deren Einsatz durch die geringe Vorschubkraft, hohe Kosten und die erforderliche Kühlung des Systems begrenzt. Bei geringen bewegten Massen besitzt der Linearmotor deutliche Vorteile gegenüber elektromechanischen Vorschubachsen, wie beispielsweise das Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhalten oder die Reglereinstellungen [21]. Allerdings ist der Einsatz von elektromechanischen Vorschubantrieben gerade bei Großmaschinen unverzichtbar. Die Anwendung von Ritzel-Zahnstangen-Antriebssystemen ist durch ihre Eigenschaften ausgelegt für lange Achsen bei denen hohe Zerspankräfte auftreten, die durch die Linearmotoren bislang nicht realisierbar sind.

Eine Analyse aktueller Werkzeugmaschinenentwicklungen zeigt, dass trotz beachtenswerter Fortschritte auf dem Gebiet der Linearantriebstechnik der Vorschubantrieb auf Basis des Kugelgewindetriebes, das maßgebliche Antriebskonzept des Maschinenbaus ist. Aufgrund des erheblichen Entwicklungspotenzials wird folglich auch weiterhin ein breites Marktsegment durch die technischen und wirtschaftlich günstigeren Kugelgewindetriebe geprägt sein [4].

Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, die elektromechanischen Vorschubachsen weiter zu optimieren, damit das bestehende Einsatzgebiet auch auf mittellange Vorschubachsen ausgeweitet werden kann. Daher soll im weiteren Verlauf dieser Dissertation dieses Potential und weitere Optimierungsmöglichkeiten herausgearbeitet werden.

3 Optimierungsmöglichkeiten bei elektromechanischen Vorschubachsen

Bislang ist das Einsatzgebiet von Kugelgewindetrieben auf kurze und mittellange Verfahrwege begrenzt, da es sonst zu erheblichen Steifigkeits- und Geschwindigkeitsverlusten kommt. Durch zahlreiche Untersuchungen und Verbesserungslösungen der Reglerauslegung, beschrieben in [3], [25], [33], [48], [70], [82], [106], [108], [112], [125] und der Geometrie [47], [134], ist eine deutliche Verbesserung der Spindeleigenschaften erzielt worden. Zusätzlich kann auch eine bessere Herstellungsqualität ebenfalls zur nachhaltigen Steigerung der Verfahrgeschwindigkeit beitragen.

Darüber hinaus sind weitere Eigenschaftsverbesserungen bei elektromechanischen Vorschubachsen durch die beidseitige Festlagerung der Spindel erreichbar. In Folgendem Kapitel wird zuerst dieser Zusammenhang näher erläutert und anschließend bestehende Lösungskonzepte der beidseitigen Spindellagerung vorgestellt. Des Weiteren werden die Einsatzgrenzen bereits vorhandener Systeme veranschaulicht und weitere Optimierungsmöglichkeiten herausgearbeitet.

3.1 Auswirkung der Lagerungsart auf die Spindeleigenschaften

Im Wesentlichen können die Eigenschaften bei elektromechanischen Vorschubachsen durch die gewählte Lagerungsart auf konstruktive Art und Weise beeinflusst werden. Im Bild 11 sind die charakteristischen Punkte aufgeführten, die weitgehend von der Lagerungsart der Spindel bestimmt werden.

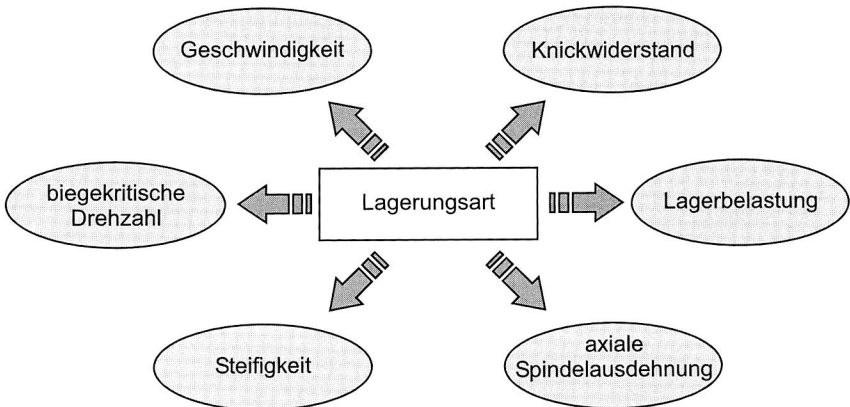


Bild 11: Einfluss der Lagerungsart auf die Spindeleigenschaften

Zunächst werden die einzelnen Eigenschaften separat in Abhängigkeit von der Lagerungsart betrachtet und die wichtigsten Merkmale näher erläutert.

3.1.1 Geschwindigkeits- und Drehzahlgrenze

Hinsichtlich der erreichbaren Eilgeschwindigkeiten sind dem elektromechanischen Vorschubsystem physikalische Grenzen gesetzt. Einerseits ist die maximale Geschwindigkeit durch die biegekritische Drehzahl und andererseits durch den Drehzahlkennwert begrenzt. Wenn ein Rotor in seiner Biegeeigenfrequenz betrieben wird, kommt es bei der biegekritischen Drehzahl zum Resonanzfall. Um solche Resonanzerscheinungen zu vermeiden, können die Rotoren als unter- oder überkritisch abgestimmte Systeme ausgelegt werden. Für Vorschubachsen mit rotierender Spindel gilt, dass diese ausschließlich im unterkritischen Drehzahlbereich betrieben werden müssen, da das gesamte Geschwindigkeitsspektrum, d. h. vom Stillstand bis zur Eilganggeschwindigkeit, verfügbar sein muss [4]. Die erste Biegefrequenz berechnet sich nach der folgenden Formel [62], [66]:

$$\omega = \lambda^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho \cdot A \cdot l^4}} \quad (\text{Gl. 1})$$

wobei die Eigenwerte λ von der Lagerungsart abhängen. Bezogen auf den runden Spindelquerschnitt beträgt das Flächenträgheitsmoment I:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (\text{Gl. 2})$$

und die dazugehörige Fläche A:

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (\text{Gl. 3})$$

Außerdem wird die biegekritische Drehzahl n_{krit} nach der folgenden Gleichung ermittelt:

$$n_{\text{krit}} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (\text{Gl. 4})$$

Durch den Einsatz der Gleichungen 2-4 in Gleichung 1 und dem entsprechenden Wert für die Materialdichte ρ ($7,8 \text{ kg/dm}^3$) für Stahl kann eine Vereinfachung der Formel für die biegekritische Drehzahl erreicht werden. Somit kann die biegekritische Drehzahl (in min^{-1}) für Spindel aus Stahl folgendermaßen berechnet werden:

$$n_{\text{krit}} = 1,23 \cdot 10^7 \cdot \lambda^2 \cdot \frac{d}{l^2} \quad (\text{Gl. 5})$$

Daraus ist zu erkennen, dass die biegekritische Drehzahl lediglich von der Spindelgeometrie, den Materialeigenschaften und der Lagerungsart abhängig ist.

Aus der Differenzialgleichung für das Eigenschwingungsverhalten eines transversal schwingenden Balkens werden die Eigenwerte λ berechnet. Dabei ergeben sich je nach Art der Lagerung unterschiedliche Randbedingungen für die Lösung der Differenzialgleichung.

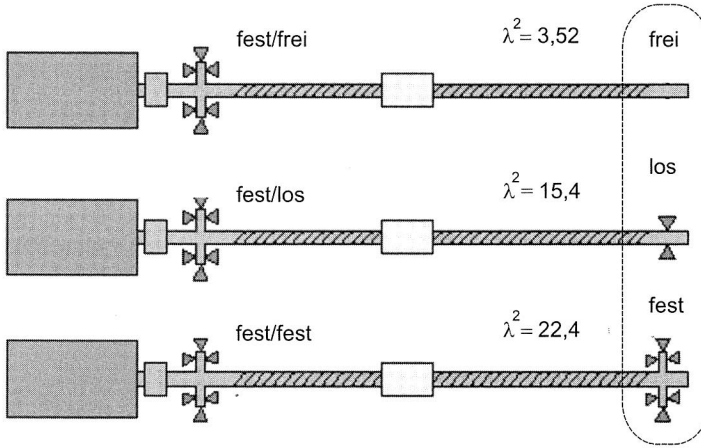


Bild 12: Lagerungsarten von Vorschubspindel bei Werkzeugmaschinen [4], [19]

Höhere Drehzahlen sind beispielsweise durch die beidseitige Festlagerung erreichbar, da die Eigenwerte bei dieser Lagerungsart größer sind (Bild 12). Diese ermöglicht zwar höhere Geschwindigkeiten, verhindert aber die thermische Ausdehnung der Spindel, die durch die Temperaturdifferenz zwischen der Umgebungs- und Betriebstemperatur entsteht.

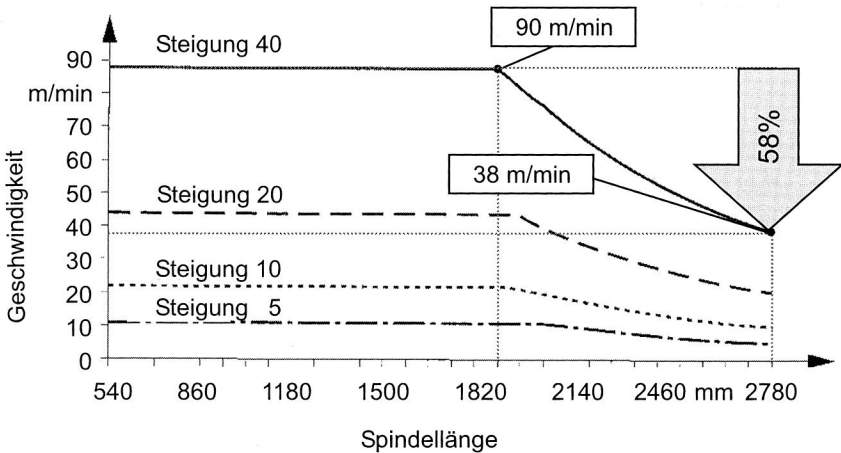


Bild 13: Zulässige Geschwindigkeit des Kugelgewindetriebes mit dem Durchmesser von 40 mm in Abhängigkeit der Spindellänge [95]

Im Vergleich zur Fest-Los-Lagerung liegen die biegekritischen Drehzahlen um 45% höher, was durch den höheren Eigenwert λ zu erklären ist. Besonders bei längeren Vorschubachsen wird der Einfluss der biegekritischen Drehzahl auf die erreichbare Geschwindigkeit deutlich. So bewirkt diese beispielsweise beim Kugelgewindetrieb mit einem Durchmesser von 40 mm und einer Steigung von 40 mm sowie einer Fest-Los-Lagerung, dass die zulässige Geschwindigkeit um 58 % reduziert wird, wenn die Spindel­länge von 1,9 m auf 2,7 m verlängert wird (Bild 13). Zudem hat die Spindelsteigung deutlichen Einfluss auf die maximale Verfahrgeschwindigkeit, sodass beispielsweise mit einer Spindelsteigung von 20 mm beim gleichen Durchmesser vergleichsweise nur noch die halbe Verfahrgeschwindigkeit erreichbar ist. Eine weitere Möglichkeit, die biegekritische Drehzahl zu erhöhen, ist der Einsatz von mehreren Loslagern die hintereinander angeordnet sind. So wird eine beidseitige Festlagerung der Vorschubachse vortauscht, indem die Loslagerseite durch diese Anordnung die gleiche Biegekennlinie wie ein beidseitig eingespanntes System hat. Dies bewirkt eine Verschiebung der biegekritischen Drehzahl zu höheren Werten, infolgedessen höhere Geschwindigkeiten realisierbar sind. Dennoch bleibt das Problem der geringen axialen Steifigkeit bei einer Fest-Los-Lagerung mit diesem Konzept weiterhin ungelöst.

Neben der biegekritischen Drehzahl stellt der Drehzahlkennwert den zweiten wesentlichen Einflussparameter auf die maximale Verfahrgeschwindigkeit eines Kugelgewindetriebes dar. Der Kennwert ist ein Maßstab für die Qualität der Laufbahnen und insbesondere der Umlenk­systeme, weshalb er entscheidend vom eingesetzten Herstellungsverfahren abhängig ist. Der Drehzahlkennwert gibt die erreichbare Vorschubgeschwindigkeit einer Vorschubachse an, die heutzutage mit Kugelgewindetrieben realisierbar sind und liegt in der Regel bei $d_0 \cdot n = 150.000 \text{ mm/min}$ [49] oder wird sogar mit 200.000 mm/min bei einem Spindelhersteller angegeben [87]. Die Erhöhung des Drehzahlkennwertes ermöglicht zwar eine Geschwindigkeitserhöhung, aber die geringe Steifigkeit des Systems bleibt weiterhin bestehen. Neben der Verschiebung der biegekritischen Drehzahl werden bei der Fest-Fest-Lagerung weiterhin die Steifigkeit und der Knickwiderstand verbessert.

3.1.2 Statische Steifigkeit

Eine weitere wichtige Eigenschaft von Vorschubachsen ist die erreichbare statische Steifigkeit des Gesamtsystems [123]. Um die Genauigkeit der Arbeitsergebnisse zu gewährleisten, müssen Werkzeugmaschinen auch unter Last in geforderten engen Toleranzen produzieren. Ungenügende statische Steifigkeit verursacht überwiegend Formfehler des Werkstücks [130], weshalb die Steifigkeit eine wesentliche Eigenschaft von Werkzeugmaschinen ist. Die statische Steifigkeit k beschreibt die auf einen Verformungsweg x bezogene aufzubringende Kraft F und wird nach der folgenden Gleichung berechnet [15]:

$$k = \frac{F}{x} \quad (\text{Gl. 6})$$

Bei einer Vorschubachse mit Kugelgewindtrieb wird die statische Steifigkeit im Wesentlichen durch die Spindellänge und die Lagerungsart beeinflusst. Bei einer Fest-Los-Lagerung nimmt die Steifigkeit mit der Entfernung des Schlittens vom Festlager hyperbolisch ab, sodass die minimale axiale Steifigkeit bei maximaler Distanz zum Festlager auftritt (Bild 14 links). Bei einer beidseitigen Festlagerung ist dagegen die Gesamtsteifigkeit hingegen wesentlich höher und in der Spindelmitte über einen größeren Bereich nahezu konstant.

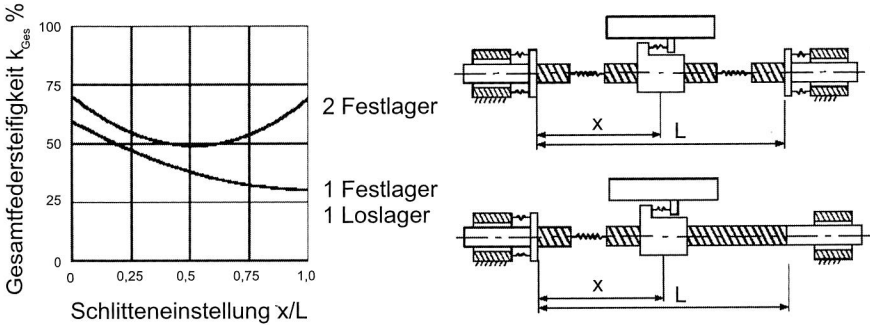


Bild 14: Steifigkeitsverhalten eines Spindelantriebs mit einseitigem und doppel-seitigem Axialfestlager (nach [20], [129])

Die axiale Steifigkeit k_{Ges} bei der Fest-Los-Lagerung setzt sich aus Axialsteifigkeit der einzelnen Komponenten (Lager, Lagerumgebungs-konstruktion und Spindel-mutter) zu-sammen und wird nach folgender Formel berechnet [129]:

$$k_{Ges} = \left[\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_{L1}} + \frac{1}{k_M} \right]^{-1} \quad (Gl. 7)$$

Bei der Steifigkeitsberechnung einer Fest-Fest-Lagerung muss zusätzlich die Axial-steifigkeit des zweiten Festlagers und der dazugehörigen Lagerumgebungs-konstruktion einbezogen werden, wodurch sich folgende Gesamtsteifigkeit ergibt [129]:

$$k_{Ges} = \left[\frac{1}{\left(\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_{L1}} \right)^{-1}} + \frac{1}{\left(\frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_{L2}} \right)^{-1}} + \frac{1}{k_M} \right]^{-1} \quad (Gl. 8)$$

Untersuchungen an verschiedenen Maschinen haben ergeben, dass im Vergleich zur Fest-Los-Anordnung mit Hilfe der Fest-Fest-Lagerung bis zu dreifach höhere Axial-steifigkeit erzielt werden kann, die bei Werkzeugmaschinen angestrebt wird [31].

3.1.3 Knickbelastung des Kugelgewindetriebs

Neben der statischen Steifigkeit ist auch die zulässige Knickbelastung der Vorschubachse von der gewählten Lagerungsart abhängig. Diese stellt einen Grenzfall der Druckbelastung dar, unter der schlanke, dünne Stäbe beim Erreichen der kritischen Spannung aus der nicht ausgebogene Lage in die gebogene Lager übergehen [4], [9].

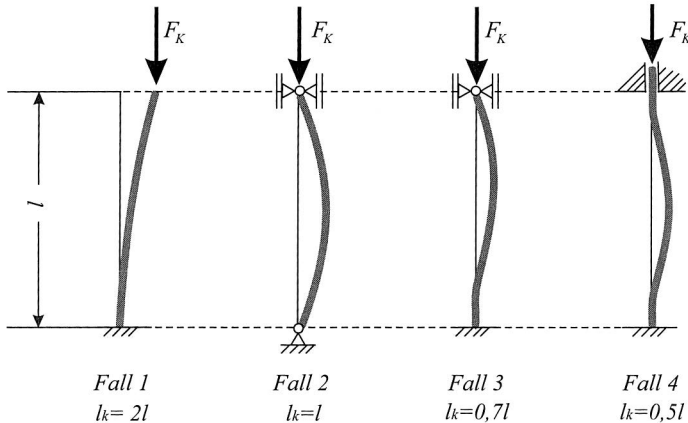


Bild 15: Knickwiderstand in Abhängigkeit von der Lagerungsart [9]

Die Eulersche Knicklast F_K wird in der Technischen Mechanik nach folgender Formel berechnet [9]:

$$F_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{l_K^2} \quad (\text{Gl. 9})$$

Diese wird auch bei der Berechnung von zulässigen Knickbelastungen eines Kugelgewindetriebs herangezogen. In Abhängigkeit von der Lagerungsart der Vorschubachse ergeben sich Eigenwerte, die dementsprechend die zulässige Knicklast beeinflussen. Wird eine elektromechanische Vorschubachse auf Knickung beansprucht, so ergeben sich enorme Vorteile bei einer beidseitigen Festlagerung der Spindel (Fall 4). In der Tabelle 5 sind die zulässigen Knickbelastungen für einen Kugelgewindetrieb mit 40 mm Spindeldurchmesser und einer Länge von 2 m in Abhängigkeit von den verschiedenen Lagerungsarten berechnet. Daraus ist zu erkennen, dass die Fest-Frei-Lagerung besonders kritisch einzustufen ist, da bei der Berechnung der Sicherheitsfaktor nicht berücksichtigt ist, wodurch die tatsächliche Belastungsgrenze noch weiter reduziert wird.

fest-frei	gelenkig-gelenkig	fest-lose	fest-fest
2 067 N	8 271 N	16 514 N	33 085 N

Tabelle 5: Zulässige Knickbelastung des Kugelgewindetriebs mit 40 mm Spindel-durchmesser und einer Länge von 2 m [94]

Bei der beidseitigen Festlagerung ist die Knickbelastung von geringer Bedeutung, da die Schwachstelle dieses Systems die hohe Lagerbelastung ist, die durch betriebsbedingte Erwärmung der Spindel verursacht wird.

Grundsätzlich lässt sich zusammenfassen, dass verschiedene Lagerungsarten in großem Maße die Eigenschaften der Spindel beeinflussen. Davon betroffen sind vor allem:

- Steifigkeit des Gesamtssystems
- erreichbare Eilgeschwindigkeit
- erlaubte Knickbelastung
- thermische Ausdehnung der Spindel

Mit einer beidseitigen Festlagerung sind deutliche Eigenschaftsverbesserungen erreichbar, jedoch besteht der Nachteil, dass eine freie thermische Ausdehnung der Spindel verhindert wird [35].

3.1.4 Thermische Ausdehnung der Vorschubachse

Im Betrieb der Vorschubachse tritt aufgrund der Reibung zwischen Spindel und Spindelmutter eine Erwärmung auf. Diese hat eine Ausdehnung der Vorschubachse zur Folge, die in der Regel von der Loslagerseite ausgeglichen wird [20]. Somit hat die thermische Ausdehnung der Spindel bei einer Fest-Los-Lagerung keinen direkten Einfluss auf angrenzenden Maschinenkomponenten. Jedoch verursacht die thermische Verlagerung bis zu 70% der geometrischen Werkstückabweichung [104], [122]. Zahlreiche Untersuchungen zur Kompensation der thermisch bedingten Verlagerungen durch beispielsweise:

- konstruktive Verbesserungsmaßnahmen [52], [100]
- Kühlung der stark erwärmten Komponenten [34], [111]
- aktive Erfassung und Kompensation durch die Steuerung [17], [57], [74], [81], [104]

haben in großem Maße zur Genauigkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen beigetragen. Allerdings tritt das Problem überwiegend bei Systemen mit mehreren Achsen auf. Bei den Vorschubsystemen mit einer oder zwei Achsen wird dieses Problemfeld weitgehend durch den Einsatz von hochgenauen Glasmaßstäben und dazugehörigen Regelungssystemen kompensiert.

Dagegen wird bei der Fest-Fest-Lagerung die freie Spindelausdehnung verhindert, sodass diese Druckspannungen in der Spindel erzeugen. Dadurch verursachte Kräfte müssen von den Wälzlagern aufgenommen werden, wodurch Überbelastungen entstehen die unmittelbar zum frühzeitigen Lagerversagen führen. Um die Dehnung einer Kugelgewindespindel mit 40 mm Durchmesser und einer Länge von 1 m zu verhindern, sind pro Kelvin Erwärmung 2,6 kN von den Lagern aufzubringen [20]. Die Temperaturdifferenz zwischen Raum- und Betriebstemperatur kann durchaus über 20 K betragen, sodass eine Überbelastung der Wälzlager unvermeidbar ist. Auch der Einsatz von hochbelastbaren Lagern ist für diese hohen Kräfte nicht geeignet. Die Voraussetzung

für die Realisierung einer beidseitigen Festlagerung ist somit nur bei einer aktiven Kompensation der thermischen Spindelausdehnung möglich.

3.2 Bisherige Lösungsansätze der Fest-Fest-Lagerung von Kugelgewindetrieben

Den Vorteilen einer beidseitigen Festlagerung von Vorschubspindeln stehen die Probleme des thermischen Längenänderungsausgleiches des überbestimmten Systems gegenüber [38], [133]. In den letzten Jahren sind verschiedene Versuche unternommen worden, um dieses Problem zu lösen. Heutzutage werden folgende Konzepte einer beidseitigen Festlagerung der Vorschubachse eingesetzt:

- die vorgereckte Spindel
- die angetriebene Spindelmutter
- der hohlgebohrte Kugelgewindetrieb

Die bislang entwickelten Methoden sind jedoch nicht zufriedenstellend, weshalb der Durchbruch für die breite industrielle Anwendung dieser Systeme noch nicht gelungen ist. Die erzielten Lösungen kommen bislang lediglich in wenigen Sonderfällen zum Einsatz.

3.2.1 Fest-Fest-Lagerung mit vorgereckter Spindel

Problematisch bei der Konstruktion von fest-fest gelagerten Vorschubachsen ist die hohe Lagerbelastung, verursacht durch die Betriebstemperatur [31]. Die einfachste und meistens eingesetzte Methode der beidseitigen Festlagerung, ist die Anwendung von vorgereckten Spindeln. Das Prinzip beruht auf einem definierten Vorspannen der Spindel in kaltem Zustand, wodurch eine Entlastung der Lager im Betrieb erreicht wird. Hierbei wird die Spindel mit einer zusätzlichen Zugspannung beaufschlagt, sodass beim Erreichen der Betriebstemperatur die entstehenden Druckspannungen kompensiert werden. Damit ist eine Entlastung der Lager und zusätzlich die beidseitige Festlagerung gewährleistet.

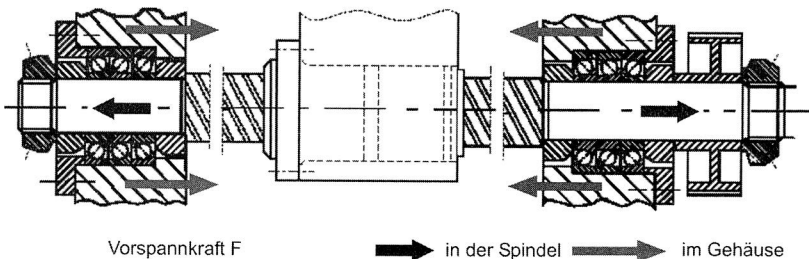


Bild 16: Kraftvektoren bei vorgereckten Vorschubachsen [31], [131]

Für das Vorrecken der Spindel werden in der Regel zwei Verfahren eingesetzt:

- Recken mit dritter Nutmutter
- Recken mit einer Passscheibe

Beim Recken mit der dritten Nutmutter wird zuerst ein Lager vorgespannt. Mit Hilfe von Wegaufnehmern, die stirnseitig gegen die Vorschubspindel gerichtet sind, wird die zweite Nutmutter auf dem berechneten Dehnungsbeitrag angezogen. Anschließend wird die innere Nutmutter mit einem definierten Anzugsmoment beaufschlagt. Im Gegensatz dazu wird beim Recken mit einer Passscheibe zwischen der Wellenschulter und dem Lager eine auf Maß geschliffene Scheibe eingesetzt. Die Passscheibe wird so geschliffen, dass ein entsprechend der notwendigen Reckkraft definierte Spalt zwischen Wellenschulter und Passscheibe verbleibt [31].

Die Grundvoraussetzung für das Recken sind die genauen Kenntnisse der Betriebstemperatur. Nur exakt vorgereckte Spindel ermöglichen höhere Lebensdauer der Lager und damit die Erhaltung der positiven Eigenschaften einer beidseitigen Festlagerung. Mit dieser Systemlösung ist ein Ausgleich von Temperaturdifferenzen bis zu 8 K möglich. Höhere mittlere Spindeltemperaturen können mit der vorgereckten Spindel nicht realisiert werden, da es sonst zu einer sehr hohen Spindelbelastung im Stillstandszustand kommt. Da im Betriebszustand durchaus Spindeltemperaturen über 20 K Temperaturdifferenz auftreten können, kommt diese Methode der beidseitigen Festlagerung nur bei einem Teilspektrum von elektromechanischen Vorschubachsen zum Einsatz. Diese Variante stellt zwar eine kostengünstige Lösung dar, jedoch ist durch das sehr enge Temperaturfenster während des Betriebs nicht für alle Anwendungen geeignet.

3.2.2 Vorschubsysteme mit angetriebener Spindelmutter

Eine weitere Möglichkeit die Fest-Fest-Lagerung zu realisieren ohne zusätzliche Lagerbelastungen hervorzurufen, ist der Einsatz von angetriebenen Spindelmuttersystemen. Dabei wird die Spindel fest eingespannt und die Spindelmutter durch einen Servomotor angetrieben. Da die Spindel keine rotierende Bewegung ausführt, benötigt sie auch keine Lagerung, sodass diese problemlos beidseitig fest gelagert werden kann.

Auch bei diesem System sind zwei Antriebsvarianten möglich:

- direkt, mit Hohlwellenmotor
- indirekt, mit einem herkömmlichen Servomotor und zusätzlichen Getriebestufen

Beim Einsatz des Hohlwellenmotors verläuft die Spindel mit Kugelgewindtrieb durch die Hohlwelle des Motors, wodurch das Drehmoment direkt von der Rotorwelle in die Mutter eingeleitet wird [38]. Der indirekte Antrieb ermöglicht den Einsatz von herkömmlichen Komponenten einer elektromechanischen Vorschubachse durch die koaxiale Anordnung von Spindelmutter und Motor. Ein Problem bei dieser Hochleistungs-spindel ist die erforderliche permanente Schmierung der Spindelmutter, da eine reine Fettschmierung bei Drehzahlen von 3000 min^{-1} unzureichend ist [29], [38].

Gegenüber einem konventionellen Spindeltrieb erhöht sich bei angetriebenen Spindelmuttersystemen das Massenträgheitsmoment, da einerseits bei den axial bewegten

Massen der Vorschubmotor einbezogen wird und andererseits bei der Drehträgheit die Mutter und das dazugehörige Getriebe berücksichtigt werden muss.

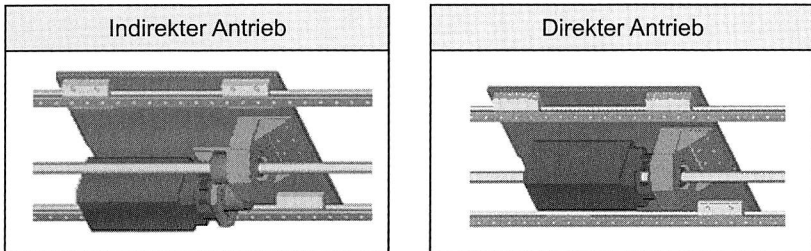


Bild 17: Systemlösungen mit angetriebener Spindelmutter (links: Servomotor; rechts: Hohlwellenmotor) [38], [39]

Die Vorteile dieses Systems beruhen auf der Vermeidung zusätzlicher Übertragungselemente und der damit verbundenen erhöhten Präzision sowie die Ermöglichung sehr hoher Lineargeschwindigkeiten von bis zu 120 m/min bei einer Beschleunigung von 2g [38], [39], [133]. Des Weiteren erhöht sich die Steifigkeit des Gesamtsystems im Vergleich zur fest-los gelagerten Spindel. Ein wesentlicher Nachteil dieses Antriebskonzepts ist das größere Trägheitsmoment bei kurzen und mittleren Spindellängen im Gegensatz zu Systemen mit angetriebener Spindel [4]. Ferner ist der Einsatz von Hohlwellenmotor nur bei langen Achsen wirtschaftlich, womit dieses Lösungskonzept nur auf bestimmte Längen der Vorschubsachsen beschränkt ist. Prinzipiell besteht bei Systemen mit angetriebener Spindelmutter keine Beschränkung bezüglich der Temperaturdifferenz. Dennoch erfordert diese Methode zusätzlich hohe Investitionskosten und größeren Platzbedarf für ihre Integration.

3.2.3 Kugelgewindetrieb mit Innenkühlung

Beim Antriebssystem mit angetriebener Spindelmutter ist eine beidseitige Festlagerung möglich, wenn die Vorschubachse aktiv über ein Medium gekühlt wird. Als Kühlmedium kann Luft, Wasser oder Öl eingesetzt werden, wobei sie sich sowohl in der Kühlwirkung, als auch beim erforderlichen Integrationsaufwand unterscheiden.

Beim Prinzip der Innenkühlung wird die Wärme, die durch die Reibung zwischen der Spindel und der Spindelmutter entsteht, über das Kühlmittel fast vollständig abgeführt. Allerdings verursacht die erforderliche Bohrung eine Schwächung des Kugelgewindetriebs, sodass auf größere Spindeldurchmesser zurückgegriffen werden muss. Diese Lösung ermöglicht eine Reduzierung der Temperaturdifferenz zwischen der Raum- und Betriebstemperatur von 32 K auf 4 K [39]. Die Lagerbelastung, verursacht durch die Temperaturerhöhung dieser Größenordnung beträgt ungefähr 10,4 kN bei einer Spindel mit einem Durchmesser von 40 mm [19]. Dies stellt zwar eine deutliche Verbesserung der thermischen Eigenschaften dar, allerdings führt auch die reduzierte

Axialbelastung auf Dauer zu frühzeitigem Lagerausfall. Eine Kombination von hohlgebohrter Spindel die zusätzlich noch vorgereckt ist, ermöglicht eine nachhaltige Entlastung der Wälzlager. Damit diese Kombisysteme erfolgreich eingesetzt werden, sind exakte Kenntnisse der Betriebstemperatur erforderlich.

Der Hauptnachteil liegt einerseits in dem höheren Fertigungsaufwand für die Bohrung der Spindel und der Schwächung der Spindel [31] und andererseits in dem zusätzlichen Montage- und Dichtungs-aufwand für das eingesetzte Kühlaggreat. Diese Systemlösung findet durch die erforderliche Investition in der Industrie wenig Akzeptanz.

3.3 Optimierungspotenzial der beidseitigen Festlagerung

3.3.1 Motivation

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass Vorschubachsen mit einer beidseitigen Festlagerung des Kugelgewindetriebs deutlich bessere mechanische Eigenschaften gegenüber der gängigen Fest-Los-Lagerung besitzen. Gerade bei längeren Achsen ermöglicht eine beidseitige Festlagerung nachhaltige Steigerung der Verfahrensgeschwindigkeit und der statischen Steifigkeit sowie der zulässigen Knickbelastung. Besonders nachteilig erweisen sich bei dieser Lagerungsart die höheren Herstellungskosten und die thermische Ausdehnung, die bei dieser Lagerungsart verhindert wird.

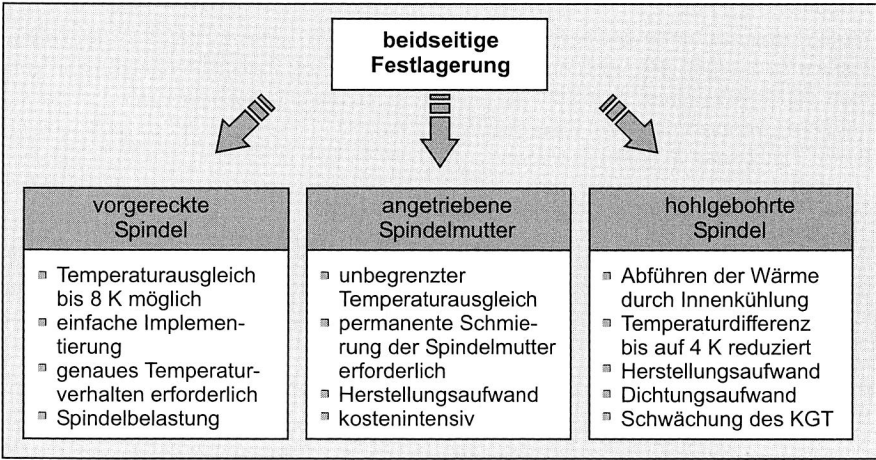


Bild 18: Vergleich bestehender Lösungen der beidseitigen Festlagerung

Des Weiteren ist eine Geschwindigkeitserhöhung auch mit einer höheren Qualität der Laufbahnen erreichbar, die durch die Optimierung des Herstellungsverfahrens zu realisieren ist, jedoch bleibt die Steifigkeit des Systems unverbessert. Wie im vorangegangenen Kapitel gezeigt wurde, sind die vorgestellten Möglichkeiten der Fest-Fest-

Lagerung entweder nur für bestimmte Anwendungen geeignet, oder mit hohen Investitionskosten verbunden.

- In Bild 18 sind unterschiedliche Realisierungsmöglichkeiten mit ihren wichtigsten Eigenschaften dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass diese Lösungen bislang nicht das ganze Einsatzgebiet von Vorschubachsen abdecken können, was bislang einen wesentlichen Nachteil dieser Systeme darstellt. Gerade bei einem Temperaturzuwachs der mittleren Spindeltemperatur über 10 K ist eine beidseitige Festlagerung ohne hohe Investitionskosten problematisch.

3.3.2 Entwickelter Lösungsansatz

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, gerade dieses Defizit durch eine mechatronische Lösung auszugleichen, die eine beidseitige Festlagerung mit allem Vorzügen erlaubt und gleichzeitig die thermische Ausdehnung der Spindel gewährleistet. Diese Systemlösung soll das gesamte Einsatzgebiet der Spindel abdecken unter der Berücksichtigung der zusätzlichen Herstellungs- und Montagekosten, aber auch des erforderlichen Regelungsaufwands. Damit wird eine kostengünstigere Alternative zu Linear- und Drehmotoren geschaffen, die neben einer höheren Vorschubgeschwindigkeit und Beschleunigung auch hohe Vorschubkräfte aufnehmen kann.

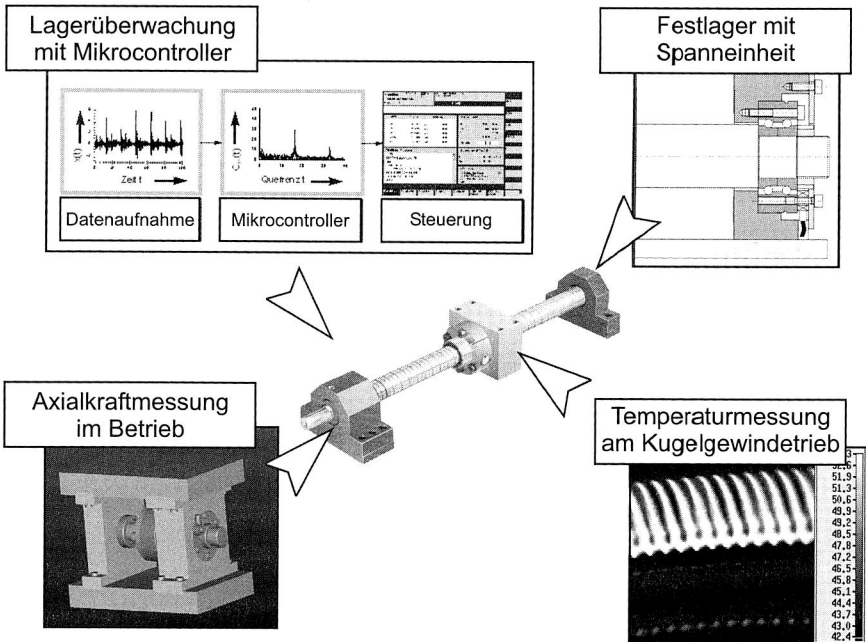


Bild 19: Komponenten und Aufgaben der entwickelten intelligenten Vorschubachse

Damit dieses Ziel erfolgreich erreicht werden kann, sind einige Untersuchungen erforderlich. Im Bild 19 sind die Teilaufgaben dargestellt, die für die Realisierung der intelligenten Vorschubachse notwendig sind:

- Zuerst wird das Temperaturverhalten unter der Variation unterschiedlicher Prozessparameter analysiert. Auf diese Weise soll der signifikante Einfluss der Prozessparameter auf das Temperaturverhalten ermittelt werden.
- Parallel dazu ist die Erfassung der axialen Ausdehnung der Spindel durchgeführt, damit ein Überblick über den erforderlichen Kompensationsweg geschaffen wird.
- Der Ausgleich der thermischen Ausdehnung ist durch einen Regelentwurf anhand der Axialkraftmessung zu realisieren, wodurch eine zuverlässige Axialkraftmessung im Betrieb die Voraussetzung für die dauerhafte Funktionalität der Spanneinheit ist. So stellt die Ermittlung der Axialkraft ein breites und wichtiges Teilgebiet der Untersuchungen dar.
- Des Weiteren sind verschiedene Konstruktionslösungen der Spanneinheit und deren Funktionalitätsbeurteilung durchzuführen, um das am besten geeignete Lösungskonzept herauszufiltern.
- Damit die Verfügbarkeit des Systems gewährleistet wird, ist eine Überwachung der schwächsten Komponente - das Lager - vorgesehen. Diese Aufgabe ist durch eine reine hardwaretechnische Lösung zu realisieren, sodass spezielle Filterbausteine für die Datenvorverarbeitung eingesetzt werden. Die anschließende Datenauswertung durch die Fast-Fourier-Transformation (FFT) wird mit dem Einsatz eines Mikrocontrollers realisiert.
- Zusätzlich ist eine Kommunikation zwischen der Maschinensteuerung und dem Lagerüberwachungssystem vorgesehen, wodurch der Maschinenbediener rechtzeitig über einen möglichen Lagerschaden benachrichtigt wird. Infolgedessen ist eine vorbeugende Wartung vor dem Ausfall der Produktionsanlage einzuleiten.

4 Ermittlung des thermischen Verhaltens bei elektromechanischen Vorschubsystemen

Vor der Betrachtung einzelner Konzeptlösungen sind thermische Untersuchungen der Versuchsachse vorgesehen, damit die Randbedingungen und Anforderungen an die mechatronische Spanneinheit festgelegt werden können. Dabei stehen die Ermittlungen der mittleren Spindeltemperatur und der signifikanten Temperatureinflussparameter im Vordergrund. Des Weiteren ist die Erfassung der maximalen Spindelausdehnung für den Konstruktionsentwurf der mechatronischen Spanneinheit von großer Bedeutung und wird im Kapitel 6 näher betrachtet.

Zuerst wird der Kraftverlauf bei beidseitig festgelagerter Spindel sowie die theoretisch wirkende Kraft am Lager betrachtet, wenn die thermische Ausdehnung nicht aktiv kompensiert wird. Anschließend folgt die Betrachtung der Wärmeübertragungsvorgänge mit den dazugehörigen Reibungswärmequellen des Vorschubsystems. Darüber hinaus werden zwei verschiedene Temperaturmessverfahren vorgestellt, die sowohl für die Untersuchungen, als auch für die Validierung der Messergebnisse herangezogen worden sind. Die gewonnenen Erkenntnisse können in Abhängigkeit von den untersuchten Parametern grafisch dargestellt, charakterisiert und beim Konstruktionsentwurf der mechatronischen Spanneinheit berücksichtigt werden.

4.1 Kraftverlauf bei fest-fest gelagerten Spindelsystemen

Bei einer beidseitigen Festlagerung wird die axiale Ausdehnung der Spindel verhindert, die infolge der thermischen Erwärmung der Vorschubachse verursacht wird. Die Ausdehnung verursacht bei dieser Lagerungsart jedoch hohe Axialkraft, die wiederum von den Lagern aufgenommen werden muss. Nach der Formel aus der Festigkeitslehre für die Erwärmung beidseitig eingespannter Stäbe kann die dazugehörige Wärmespannung berechnet werden [15], [67]:

$$\sigma_{\Delta T} = -E \cdot \alpha \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 10})$$

Wird zusätzlich berücksichtigt, dass die Normalspannung als Kraft pro Fläche definiert ist [58]:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Gl. 11})$$

kann anstatt der Wärmespannung die dazugehörige Kraft berechnet werden, die bei beidseitiger Festlagerung die Lager belastet:

$$F_{\Delta T} = -E \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot A \quad (\text{Gl. 12})$$

Das negative Vorzeichen der Kraft deutet auf eine Druckbelastung der Spindel hin. Bei einer bekannten Spindelgeometrie besteht die Möglichkeit, die dazugehörige Axialkraft in Abhängigkeit von der mittleren Spindeltemperatur zu berechnen.

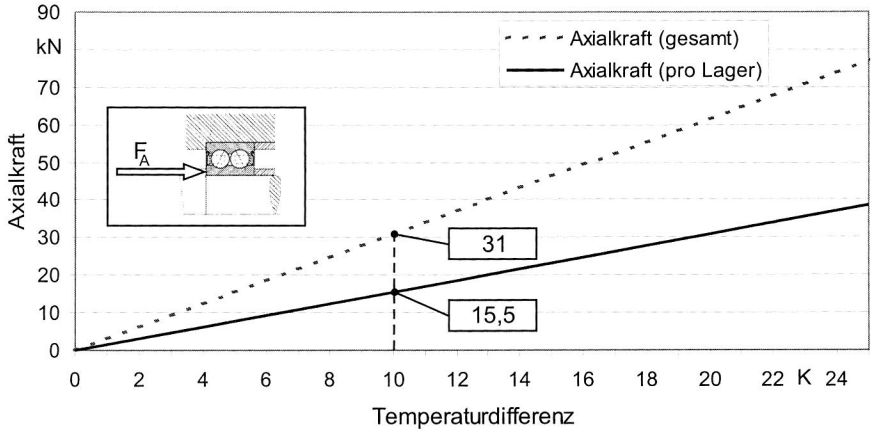


Bild 20: Theoretisch berechnete Axialkraft am Lager

Das Bild 20 zeigt die theoretische Berechnung der Axialkraft für das eingesetzte Axial-Schräggugellager bezogen auf die Versuchsachse. Daraus ist zu erkennen, dass beispielsweise der Temperaturzuwachs von 10 K bei der beidseitigen Festlagerung eine Axialkraft von ca. 15,5 kN pro Lager bewirkt. Diese hohe Kraftbelastung führt demzufolge zum frühzeitigen Lagerversagen oder zumindest zur signifikanten Reduzierung der normierten Lagerlebensdauer. Im Gegensatz zu den gängigen Lagern haben hochbelastbare Wälzlager deutliche Vorteile bezüglich der aufzunehmenden Axialkraft. Jedoch sind auch diese den hohen Belastungen, die bei Fest-Fest-Lagerung auftreten, nicht gewachsen.

Um den vorzeitigen Ausfall einer Werkzeugmaschine durch Lagerschäden zu verhindern, muss entsprechend bei einer fest-fest gelagerten Spindel die thermische Ausdehnung aktiv ausgeglichen werden. Zuerst aber werden hier die Wärmeübertragungsvorgänge der Vorschubachse betrachtet, die für die beidseitige Festlagerung relevant sind.

4.2 Wärmeübertragungsvorgänge bei konventionellen Vorschubsystemen

Innerhalb des Energieübertragungssystems einer Vorschubachse befinden sich folgende Reibungswärmequellen: die Spindellager, Spindelmutter und Wälzfürungen. Im Vergleich zu den Wälzlagern und der Spindelmutter können die Wälzfürungen wegen der geringen Ergiebigkeit als Wärmequelle vernachlässigt werden [115]. Neben diesen Reibungswärmequellen findet einerseits zwischen System und Umgebung und andererseits zwischen Antriebsmotor und System ein ständiger Wärmeaustausch statt.

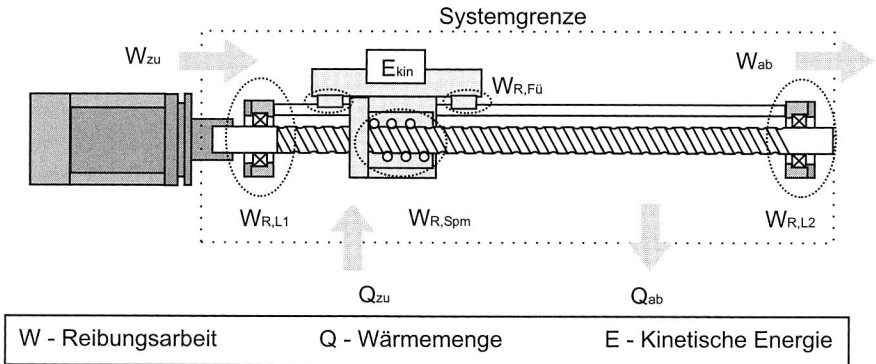


Bild 21: Thermodynamisches Modell des mechanischen Energieübertragungssystems (nach [115])

In Bild 21 ist exemplarisch das thermodynamische Modell einer elektromechanischen Vorschubachse dargestellt. Der Antrieb wandelt die elektrische Energie in Rotationsenergie um, die wiederum dem rein mechanischen System der Vorschubachse und beispielsweise der Zerspanarbeit zugeführt wird. Ein Teil wird zum einen als kinetische Energie für das Beschleunigen und das Abbremsen der Achse benötigt und zum anderen als Translationsarbeit verwendet. Zusätzlich findet ein permanenter Wärmeaustausch zwischen dem System und seiner Umgebung statt.

Grundsätzlich wird zwischen der Wärmeübertragung durch:

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Wärmestrahlung

unterschieden.

Unter Wärmeleitung wird in der Physik die Weiterleitung von Wärme durch einen direkten Kontakt verstanden. Voraussetzung dafür ist eine Temperaturdifferenz zwischen den betrachteten Teilen des Körpers. Die Wärme breitet sich aus, indem die Energie von den Molekülen höherer Temperatur an benachbarte kältere Moleküle weitergeleitet wird. Die dazugehörige Wärmestromdichte wird durch die Fouriersche Differentialgleichung beschrieben [9], [57], [64]:

$$q_l = -\lambda_r \frac{dT}{dx} = \alpha_l \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 13})$$

Die Konvektion ist eine Komponente der Wärmeübertragung, bei der die Wärme in ein oder aus einem Fluid übertragen wird, indem das Fluid die Oberfläche eines anderen Volumens überströmt und dabei eine Temperaturangleichung erfolgt. Hierbei nehmen die Moleküle eines strömenden flüssigen oder gasförmigen Stoffes an einer Stelle von benachbarten Molekülen Wärmeenergie auf, die zumindest teilweise an anderer Stelle an kältere Teilchen wieder abgegeben wird. In der Regel wird zwischen der freien und

erzwungenen Konvektion unterschieden. Die Wärmestromdichte bei der Konvektion wird nach folgender Gleichung berechnet [9], [57], [64]:

$$q_k = -\lambda_T \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0} = \alpha_k \cdot \Delta T \tag{Gl. 14}$$

Wärmestrahlung ist eine elektromagnetische Strahlung, die ein Körper abhängig von seiner Temperatur emittiert. Dabei strahlen die Moleküle höherer Temperatur die Energie ab. Diese kann dann von Molekülen niedrigerer Temperatur angenommen werden, was zu einer Erwärmung führt. Der Wärmestrom zwischen zwei Flächen kann folgendermaßen berechnet werden [9], [57], [64]:

$$P_{1-2} = C_s \cdot \varphi_{1-2} \cdot \varepsilon_{1-2} \cdot A_1 \cdot (T_{abs,1}^4 - T_{abs,2}^4) \tag{Gl. 15}$$

Die Wärmeübertragungsvorgänge des Gesamtsystems sind für die geplante Realisierung der mechatronischen Spanneinheit von geringer Bedeutung. Viel mehr liegt die Konzentration auf der Vorschubspindel, deren Wärmequellen sowie dem entsprechenden Wärmeaustausch, die mit etwa 75% der Gesamtwärme als Hauptwärmequelle angesehen werden kann [115]. Die Konvektion und Wärmestrahlung werden bei diesen Betrachtungen nicht einbezogen, da an der Versuchsache unterschiedliche Randbedingungen im Vergleich zur Werkzeugmaschine herrschen. Zwischen der Spindel und den Wälzführungen besteht kein direkter Kontakt, sodass diese bei den Untersuchungen wegen dem geringen Ertrag nicht berücksichtigt werden. So werden nur Komponenten beobachtet, die für die Spindeltemperatur relevant sind.

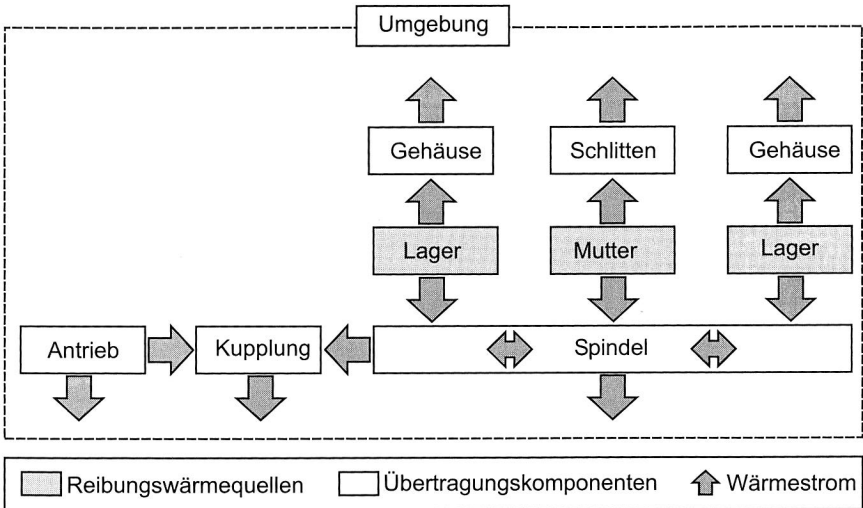


Bild 22: Wärmequellen und -ströme bei elektromechanischen Vorschubsystemen

Bezogen auf die Spindel, findet bei elektromechanischen Vorschubsystemen zwischen den einzelnen Komponenten und der Umgebung ein ständiger Wärmeaustausch statt

(Bild 22). Hervorgerufen durch die Bewegung der Vorschubachse entsteht in der Spindelmutter und den Wälzlagern Wärme, die an die benachbarten Komponenten abgegeben wird. Zudem finden in der Spindel selbst zusätzliche Wärmeleitungsvorgänge statt, die eine Spindelerwärmung über die Länge in Richtung der Spindelmitte zur Folge hat. Die Wälzlager stehen im direkten Kontakt mit dem Lagergehäuse und der Achse, so dass ein Teil der entstehenden Wärme an diese angrenzenden Komponenten abgegeben wird. Zwar findet beim Antrieb eine vernachlässigbare Reibung statt, jedoch bewirkt die hohe Verlustleistung eine Erwärmung des Motors, dessen Wärme über die Kupplung bis zur Spindel weitergeleitet wird. In der Regel gibt das mechanische System an die Umgebung Wärme ab, da die Umgebungstemperatur niedriger ist. Anhand der thermischen Untersuchungen soll die Beeinflussung der Spindeltemperatur durch die Reibungswärmequellen und Wärmeleitungsvorgänge erläutert werden.

4.3 Aufbau der Versuchsanlage

In Rahmen dieser Arbeit wurde eine Versuchsumgebung für thermische Untersuchungen realisiert. Die eingesetzte Vorschubachse verfügt über einen Verfahrweg von 1470 mm und einer Gesamtlänge von 1940 mm sowie einem Spindeldurchmesser von 40 mm. Der Antrieb der Vorschubachse erfolgt durch einen Servomotor, der über eine Kupplung direkt mit dem Kugelgewindtrieb verbunden ist. Bei einem Spindeldurchmesser von 40 mm sind Steigungen von 5, 10, 20 und 40 mm als Standardkomponenten am Markt erhältlich. Die verschiedenen Spindelsteigungen wirken sich direkt auf die erreichbare Geschwindigkeit aus, wobei größere Werte zugleich höhere Maximalgeschwindigkeiten zur Folge haben. Die Versuchsachse hat eine maximale Vorschubgeschwindigkeit von 90 m/min mit einer Spindelsteigung von 40 mm (Bild 23).

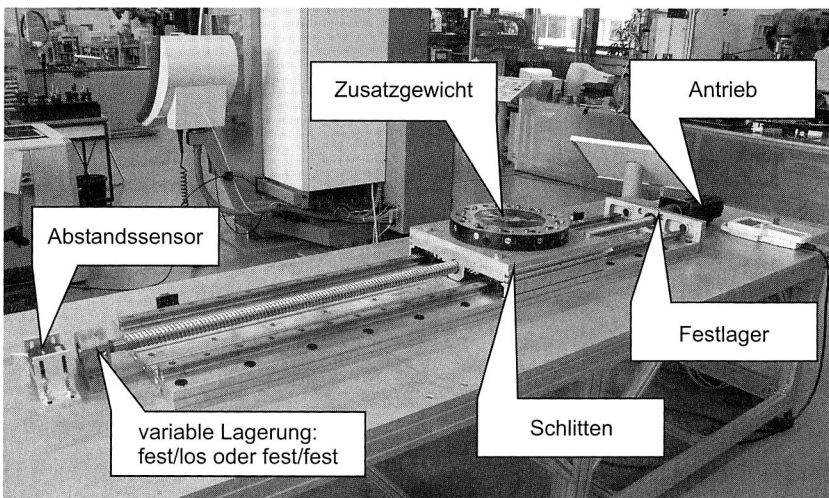


Bild 23: Aufbau der Versuchsachse mit Kugelgewindtrieb

Das Bild 23 zeigt die Versuchachse mit einer Fest-Los-Lagerung und einem Abstandssensor zur Ermittlung der thermischen Ausdehnung des Kugelgewindetribs, die parallel mit den Temperaturmessungen erfasst werden. An einem Spindelende besteht die Möglichkeit die Achse fest zu lagern, damit eine beidseitige Festlagerung erzielt werden kann. Alternativ dazu ist eine Loslagerung realisierbar, um thermische Untersuchung durchzuführen und die axiale Ausdehnung der Achse zu bestimmen. Das Loslager hat einen Innendurchmesser von 25 mm und wird für die beschriebenen Messreihen und die Ermittlung der thermischen Ausdehnung herangezogen. Nach dem Konstruktionsentwurf der mechatronischen Spanneinheit und deren Herstellung kann das Loslager durch ein Festlager mit einem Innendurchmesser von 30 mm ersetzt und die mechatronische Spanneinheit in das Vorschubsystem integriert werden.

Mit den Untersuchungen wird ein Überblick über das Temperaturverhalten in Abhängigkeit von verschiedenen Prozessparametern ermöglicht. Dazu gehört der maximale Temperaturzuwachs der Vorschubachse und die Größe der Spindelausdehnung, die durch die mechatronische Spanneinheit zu kompensieren ist. Im nachfolgenden Kapitel näher erläutert werden die Prozessparameter festgelegt und verschiedene Messverfahren der Temperaturermittlung vorgestellt.

4.4 Ermittlung des Temperaturverhaltens der Vorschubachse

Generell kann eine Temperaturmessung entweder berührungslos oder taktil zwischen Messobjekt und Messeinheit erfolgen. Zu den kontaktlosen Sensoren gehören beispielsweise Infrarot-Sensoren, Pyrometer oder Infrarot-Thermokameras die Messungen an rotierenden Komponenten ermöglichen. Bei diesen Systemen hängen die ermittelten Temperaturwerte hauptsächlich von den Emissionseigenschaften der betrachteten Oberfläche ab [59]. Eine breite industrielle Anwendung haben verschiedene Thermolemente gefunden, die sich durch geringe Investitionskosten und unkomplizierte Integration sowie einer direkten Applikation auf dem Messobjekt auszeichnen [7].

Zuerst sind Messungen mit der Infrarot-Thermokamera erforderlich um einen Überblick über die möglichen Stellen der Sensorapplikationen zu erhalten und die Eignung dieser Sensoren für die Regelung der Spanneinheit zu diagnostizieren. Der genaue Temperaturverlauf wird danach mit Hilfe von Thermolementen ermittelt und die Validierung der Messergebnisse zusätzlich mittels der Infrarot-Thermokamera durchgeführt.

4.4.1 Berührungslose Temperaturermittlung mittels Thermokamera

Während des Betriebs findet eine permanente Drehbewegung des Kugelgewindetribs statt, sodass eine Temperaturmessung dabei nur mit Hilfe von berührungslosen Infrarot-Thermosensoren oder Thermokameras möglich ist. Das Prinzip der infraroten Temperaturmessung beruht auf dem physikalischen Effekt, dass jeder Körper bei der Erwärmung elektromagnetische Strahlen aussendet. Die infraroten Temperaturmessensoren besitzen ein geeignetes Linsensystem, das in der Lage ist, Infrarotstrahlung zu bündeln und in elektrische Signale umzuwandeln. Für exakte Messungen mittels Infrarot-Thermometern ist es erforderlich, den Emissionsfaktor des Messobjekts

genau zu kennen. Dieser definiert den Anteil an Strahlung, die das Messobjekt im Vergleich zu einem perfekten Strahlungskörper (Schwarzkörper) emittiert, und ist unter anderem vom Material des Objektes und der Oberflächenbeschaffenheit abhängig. Der Emissionsfaktor kann in der Regel Werte zwischen nahezu 0 und 1 annehmen [8], [51].

Ein ähnliches Prinzip wird bei der Infrarot-Thermokamera verwendet und basiert auf der Detektion der Infrarotstrahlung eines Körpers bei Umgebungstemperatur. Die Thermokamera erfasst dabei Wellenlängen, die im Bereich zwischen 800 und 1200 nm liegen bei der das Infrarot-Licht von der Erdatmosphäre nicht absorbiert wird.

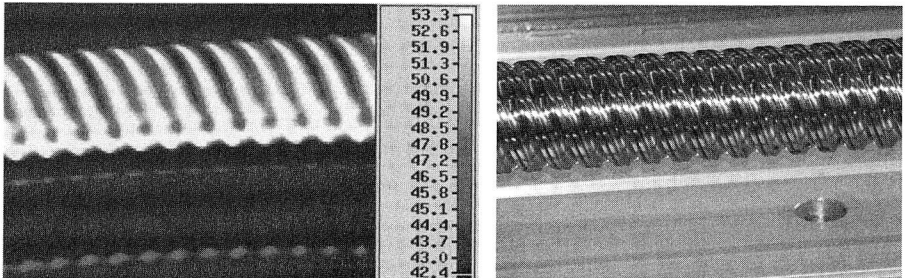


Bild 24: Kugelgewindetrieb: Aufnahme mit Thermokamera (links) und Bildaufnahme (rechts)

In einer Werkzeugmaschine werden in der Regel während der Bearbeitung verschiedene Geschwindigkeiten und Verfahrenswege des Kugelgewindetriebs genutzt. So können beispielsweise längere Strecken mit der Eilgeschwindigkeit zurückgelegt, während beim Bearbeitungsprozess grundsätzlich kürzere Wege mit geringeren Geschwindigkeiten verfahren werden. Durch diese Vielfalt von Prozessparametern entstehen im Betrieb ungleichmäßige thermische Beeinflussungen des Kugelgewindetriebs. Eine Temperaturermittlung über die gesamte Spindellänge ist daher zwingend notwendig, zumal für die Berechnung der axialen Ausdehnung die mittlere Spindeltemperatur erforderlich ist. Beim Einsatz von berührungslosen Infrarot-Sensoren müssen diese über die gesamte Spindellänge verteilt werden und erfordern dementsprechend höheren Investitionsaufwand. Zudem ist die geforderte Messgenauigkeit nur mit einer exakten Kenntnis des Emissionsfaktors erreichbar. Messungen mit der Infrarot-Thermokamera (Bild 24) haben gezeigt, dass die Spindelmutter für die Sensorapplikation ungeeignet ist, da sie einerseits nicht das gesamte Temperaturprofil der Spindel widerspiegelt und andererseits, im Vergleich zu der Spindel, ein abweichendes Temperaturverhalten hat.

4.4.2 Eigenschaften von Thermoelementen

Im Gegensatz zur berührungslosen Temperaturmessung erfordern die Messungen mit Thermoelementen einen direkten Kontakt zwischen Messobjekt und Messeinheit. Somit ist für diese Untersuchung ein Spindelstillstand zwingend erforderlich. Für die Laboruntersuchungen sind Messungen bei stehender Spindel realisierbar, um den Tempera-

turverlauf in Abhängigkeit von unterschiedlichen Prozessparametern zu ermittelt. Dagegen sind Thermoelemente für diese Messaufgabe im der industriellen Einsatz wenig geeignet.

Alle Thermoelemente machen sich den Seebeck-Effekt für die Temperaturmessung zu nutze, bei dem in einem geschlossenen Stromkreis aus zwei verschiedenen Leitern oder Halbleitern ein Stromfluss entsteht, wenn die Kontaktstellen unterschiedliche Temperaturen ausgesetzt sind. Die Größe der entstehenden Thermospannung ist abhängig von der verwendeten Metallkombination. Die beiden metallischen Leiter bilden ein Thermopaar und sind grundsätzlich mit unterschiedlicher Paarung und Messbereich am Markt erhältlich. In Tabelle 6 ist ein Auszug aus der DIN IEC 584 der vier Grundtypen dargestellt.

Thermopaar	Kupfer/ Kupfer-Nickel	Eisen / Kupfer-Nickel	Nickel-Chrom / Nickel	Platin- 10% Rhodium / Platin
Typ	T	J	K	S
Zulässiger Temperaturmessbereich	-270°C - 400°C	-210°C - 1200°C	-270°C - 1370°C	-50°C - 1760°C
Grenzabweichung (Klasse 2)	1°C	2,5°C	2,5°C	2,5°C
Verwendungsbereich	-40°C - 350°C	-40°C - 750°C	-40°C - 1200°C	0°C - 1600°C

Tabelle 6: Grundwerte der Thermospannungen von vier Thermopaaren (nach DIN IEC 584) [7]

Allgemein zeichnen sich Thermoelemente durch große Zuverlässigkeit, hohe Langzeitstabilität, sehr guter Reproduzierbarkeit und geringen Systempreis aus. Nachteilig erweisen sich [114], [7]:

- relativ niedriger Signalpegel in mV Bereich,
- unerwünschte Thermospannungen im Messkreis und
- erforderlicher Kontakt zum Messobjekt.

Die Temperaturtoleranz des Thermoelements wird mit der Grenzabweichung angegeben und ist in drei Klassen eingeteilt (Tabelle 6). Für die direkte Temperaturmessung an der Vorschubachse wurde das Thermopaar Kupfer/Kupfer-Nickel (Typ T) mit einer Messabweichung von $\pm 1^\circ\text{C}$ gewählt, um eine hohe Messgenauigkeit zu gewährleisten.

4.4.3 Festlegung der Prozessparameter

Für die Ermittlung des thermischen Verhaltens der Spindel ist es erforderlich, verschiedene Prozessparameter zu untersuchen, wie beispielsweise Verfahrensgeschwindigkeit oder -weg, um den signifikanten Einfluss auf die Temperaturentwicklung zu ermitteln. Des Weiteren ist die Gewichtung unterschiedlicher Wärme-

quellen, wie beispielsweise Antriebsmotor oder Wälzlager auf die Temperaturentwicklung zu analysieren.

Verfahrweg [mm]	Geschwindigkeit [mm/min]	Hubzahl
0-300	1466	100
0-1170	1466	100
0-1470	1466	100
300-1470	1466	100
500-870	1466	100
1170-1470	1466	100
300-1170	1466	100
300-1170	1466	50
300-1170	1466	200
300-1170	1466	500
300-1170	1466	1000
300-1170	1200	100
300-1170	1000	100

Tabelle 7: Parametervariation für die Temperaturermittlung des Kugelgewindetriebs (grau: Parametervariation; fett: Basismessung)

Als temperaturrelevante Prozessparameter sind der Verfahrweg, die Geschwindigkeit und die Hubzahl für die Untersuchungen herangezogen worden. In Tabelle 7 sind die gewählten Parameter dargestellt, wobei die Prozessparametervariationen grau hinterlegt sind. Zusätzlich wurde eine Basismessung gewählt, anhand der die Variationen durchgeführt werden. Ausgehend von der Basismessung wurde immer nur eine Einflussgröße verändert und die anderen Prozessparameter konstant gehalten.

Die Standardabweichung ist ein Maß für die Streuung um den Mittelwert und wird in der Messtechnik neben dem Lageparameter bei der Beschreibung einer Datenmenge als Streuungsparameter verwendet [101]. Je Messung sind mindestens zehn Messreihen erforderlich, um die Standardabweichung nach folgender Gleichung berechnen zu können [30], [101]:

$$s = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{Gl. 16})$$

Bei Untersuchungen, die aus mindestens zehn Werten bestehen, kann ein Wert als Ausreißer verworfen werden, wenn er außerhalb des Bereiches:

$$\bar{x} - 4s \leq x \leq \bar{x} + 4s \quad (\text{Gl. 17})$$

liegt [101]. Für die Untersuchungen sind fünf Messpunkte verteilt über die Spindellänge (1940 mm) definiert, an denen die Temperatur mittels Thermoelementen erfasst wurde.

Für die Validierung dieser Messungen wurde bei einigen Messreihen die Temperaturermittlung zusätzlich mittels Infrarot-Thermokamera durchgeführt. Parallel dazu wird die axiale Ausdehnung der Spindel durch den Einsatz des Laser-Triangulationssensors ermittelt und die Daten in LabView visualisiert und anschließend abgespeichert. Ein Vergleich zwischen theoretischen und experimentellen Ergebnissen der axialen Ausdehnung wird im Kapitel sechs dargestellt und charakterisiert.

Die Vorschubachse besitzt ein Beschleunigungsvermögen von 0,5g. Dieser Wert wurde während der gesamten Messungen konstant gehalten. Zusätzlich ermöglicht die Steuerung der Vorschubachse die Einstellung einer Ruckzeitkonstante t_B von 0 bis 1,024 s und hat bei den Untersuchungen den Wert 0. Idealisiert betrachtet ergibt sich dabei ein Rechteckgeschwindigkeitsprofil.

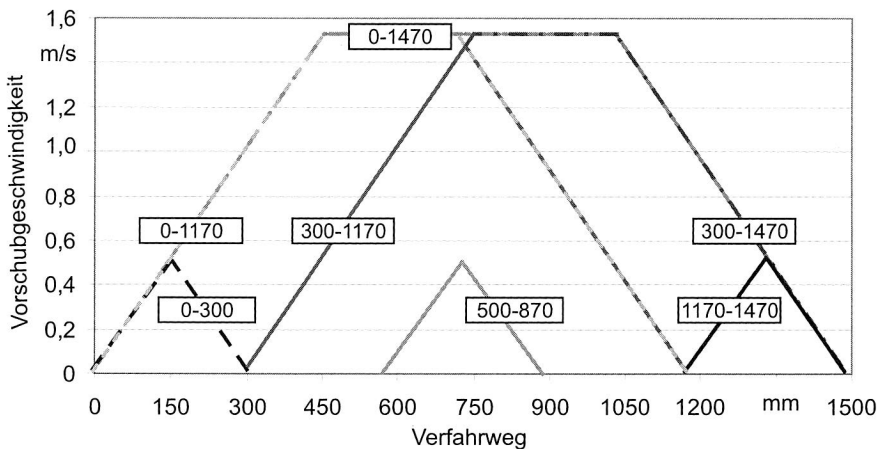


Bild 25: Geschwindigkeitsverlauf in Abhängigkeit vom Verfahrweg

Die relativ niedrige Beschleunigung bewirkt, dass die vorgegebene Geschwindigkeit bei kürzeren Verfahrwegen nicht erzielt wird. Dagegen erreicht die Spindel die maximale Geschwindigkeit bei einer Beschleunigung von 0,5g erst nach einem Verfahrweg von 458 mm (Bild 25). Der Bereich einer konstanten Geschwindigkeit (Beschleunigung gleich Null) ist bei langen Verfahrwegen nur auf die Spindelmitte beschränkt. Wird dagegen die geforderte Geschwindigkeit reduziert, so vergrößert sich dementsprechend der konstante Geschwindigkeitsbereich.

4.4.4 Einfluss des Verfahrwegs

Um den Einfluss verschiedener Verfahrwege auf den Temperaturverlauf der Spindel zu ermitteln sind sieben unterschiedliche Messreihen gewählt worden. Diese beinhalten sowohl das Verfahren über die gesamte Spindellänge, als auch nur ausgewählte Spindelsequenzen. Für jede Messreihe sind mindestens zehn gleiche Versuche durchgeführt worden, damit die entsprechende Standardabweichung berechnet und der

Messfehler minimiert werden kann. Die Messdauer beträgt 2000 Hübe, wobei die Temperaturmessung der Spindel immer nach einer Hubzahl von 100 Hüben erfasst wird.

Bedingt durch den Umgebungseinfluss in der Versuchshalle konnte die Raumtemperatur während der Untersuchungen nicht konstant gehalten werden sondern variiert zwischen 17°C und 23°C. Damit die Messungen miteinander verglichen werden können, ist vorerst der relative Temperaturzuwachs aller Messungen mit gleichem Parameter berechnet und der Mittelwert bestimmt worden. Anschließend wurden die Werte auf die mittlere Raumtemperatur (20°C) normiert.

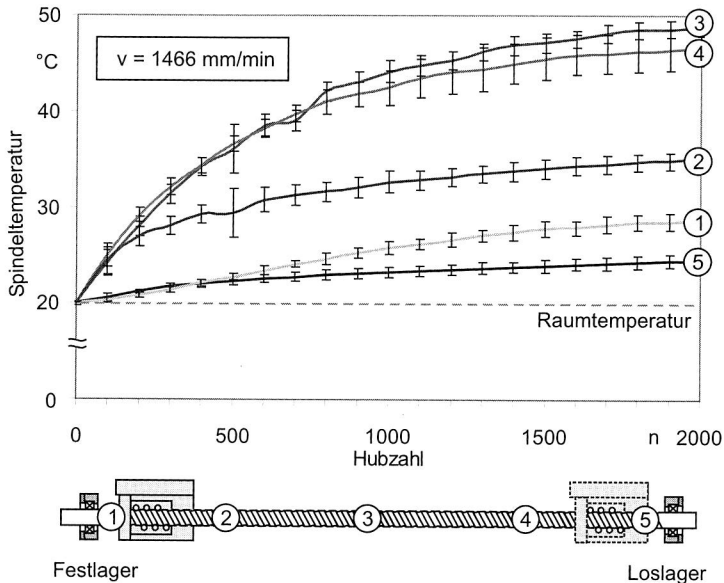


Bild 26: Temperaturverlauf und die entsprechende Standardabweichung bei einem Verfahrweg von 300-1170 mm

Das Bild 26 zeigt den Temperaturverlauf und die dazugehörige Standardabweichung bei einem Verfahrweg von 300-1170 mm. Es ist ein nahezu stetiger Temperaturanstieg zu erkennen, wobei die Abweichungen wie sie beispielsweise bei der Hubzahl 500 zu erkennen sind, auf Messungenauigkeit zurückzuführen sind, da an diesen Stellen die Standardabweichung größer ist. Die Messstellen 1 und 5 liegen außerhalb des Verfahrwegs, somit werden diese Stellen von der Reibung zwischen Spindel und Spindelmutter nicht beeinflusst. Jedoch bleiben die Wälzlager als Reibungswärmequellen, die Wärmeleitung innerhalb der Spindel sowie vom Antrieb erhalten und sind für die Erwärmung der Vorschubachse an diesen Stellen verantwortlich.

In der Regel ist am Anfang ein schneller Anstieg der Spindeltemperatur zu erkennen, die ca. 1500 Hübe andauert. Danach ist die Betriebstemperatur erreicht, sodass die

Temperaturzufuhr annähernd gleich der -abfuhr ist und die Spindeltemperatur weitgehend konstant bleibt. Am Messpunkt 3 (Spindelmittle) wurde die höchste Temperatur ermittelt, die durch die Maximalgeschwindigkeit des Schlittens in diesem Bereich zu begründen ist.

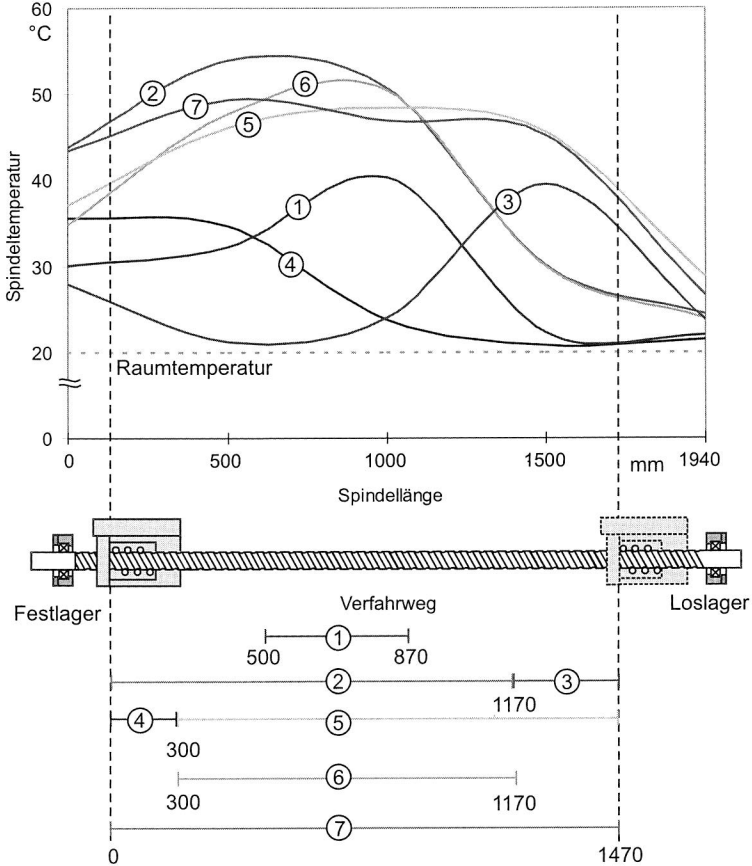


Bild 27: Temperaturverlauf nach 2000 Hieben bei unterschiedlichen Verfahrenwegen

Die Ergebnisse der Temperaturuntersuchungen in Abhängigkeit vom Verfahrenweg nach 2000 Hieben sind in Bild 27 dargestellt. Die Temperaturentwicklung an der Festlagerseite der Vorschubachse wird einerseits durch die Wärmeleitung vom Antriebsmotor hervorgerufen und andererseits durch die Reibungswärmequellen des Festlagers und der Spindelmutter beeinflusst. Dagegen ist die Loslagerseite nur durch Reibungswärme der Wälzlager ausgesetzt, die sich wiederum in der niedrigeren Temperatur an dieser Stelle widerspiegelt. Prinzipiell ist bei allen Messungen eine Temperaturdifferenz der beiden Messstellen bis zu 10 K festzustellen.

Der Einfluss der Spindelerwärmung durch die Wälzlagerreibung ist bei der Messreihe 4 zu erkennen und beträgt etwa 2 K. Ein Verfahrensweg über die gesamte Spindellänge (Messreihe 7) weist in der Spindelmitte eine geringe Temperaturreduzierung auf. Dies ist durch eine konstante Geschwindigkeit zu erklären, wodurch geringere Reibung auftritt als beim Anfahren oder Abbremsen der Vorschubachse. Grundsätzlich werden bei kürzeren Verfahrenswegen (Messreihen 1, 3 und 4) geringere Endtemperaturen gemessen, da erstens die Maximalgeschwindigkeit nicht erreicht wird und zweitens der Spindelbereich kleiner ist, der der Reibungswärmequelle der Spindelmutter ausgesetzt ist.

Die mittlere Spindeltemperatur der Vorschubachse wird sowohl für die Berechnung der axialen Ausdehnung der Spindel, als auch für die Axialkraftbelastung der Lager herangezogen. Somit ist diese auch bei der Realisierung einer beidseitigen Festlagerung von enormer Bedeutung, da ein direkter Zusammenhang zwischen dem Temperaturzuwachs und der thermischen Ausdehnung besteht.

4.4.5 Einfluss der Verfahrgeschwindigkeit

Während der Bearbeitung in Werkzeugmaschinen werden verschiedene Geschwindigkeiten für das Verfahren der Vorschubachse benötigt. Für die Zustellbewegung von Werkzeugen bzw. Werkstücken werden sehr hohe Geschwindigkeiten angestrebt, damit die Nebenzeiten so gering wie möglich ausfallen. Dagegen wird beim Zerspanvorgang eine deutlich niedrigere Bearbeitungsgeschwindigkeit eingesetzt, die grundsätzlich durch den Prozess und seine Parameter bestimmt wird. Diese verschiedenartigen Geschwindigkeitsprofile bewirken entsprechende Differenzen bei der Wärmezuführung, sodass dies eine unterschiedliche Temperaturbeeinflussung der Vorschubachse zur Folge hat.

Bei den Untersuchungen ist vorausgesetzt, dass eine Geschwindigkeitserhöhung die Steigerung der Spindeltemperatur durch höhere Reibung bewirkt. Um diesen Zusammenhang zu ermitteln, sind Untersuchungen des thermischen Verhaltens mit drei unterschiedlichen Geschwindigkeiten erfasst worden. Dabei sind die Parameter der Basis-messung mit einem Verfahrensweg von 300-1170 mm und der Spindeltemperaturerfassung nach je 100 Hüben gewählt worden. Nach einer Gesamtanzahl von 2000 Hüben wurden die Untersuchungen beendet und der gemessene Temperaturverlauf analysiert. Dabei gelten die fünf Messpunkte, die für die Temperaturmessung über die gesamte Spindel-länge festgelegt sind. Auch bei diesen Untersuchungen ist eine Validierung der Mess-ergebnisse mit der Infrarot-Thermokamera durchgeführt worden. Eine anschließende Berechnung der Standardabweichung ergab keine Ausreißer bei dieser Messreihe, so-dass in Bild 28 die Mittelwerte aus zehn Messungen pro Parameter dargestellt ist.

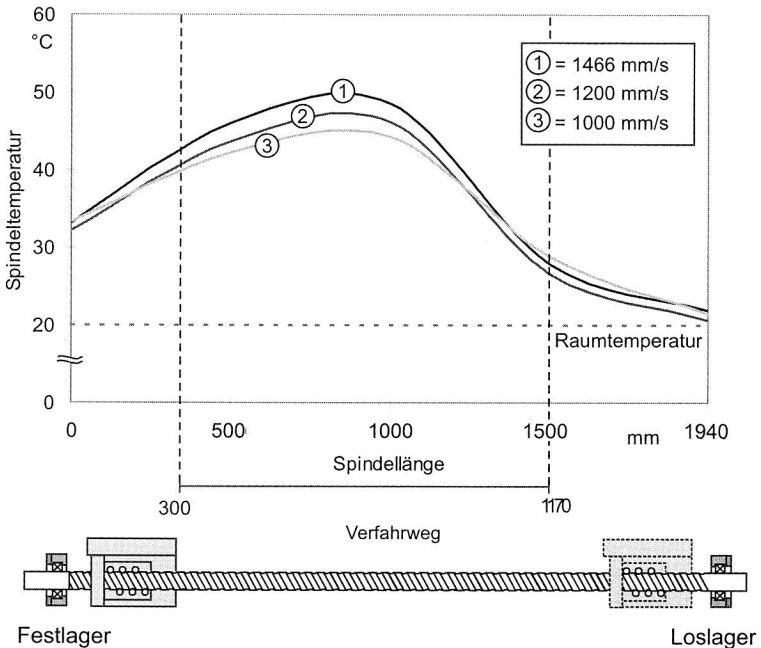


Bild 28: Temperaturverlauf nach 2000 Hüben bei unterschiedlichen Verfahrgeschwindigkeiten

Wie anzunehmen war, bewirkt die Erhöhung der Verfahrgeschwindigkeit eine höhere Spindeltemperatur, die durch steigende Reibungswärme verursacht wird. Außerdem bewirkt die Zunahme der Verfahrgeschwindigkeit um 200 mm/s die Erhöhung der mittleren Spindeltemperatur von maximal 2-3 K nach 2000 Hübten. Bei einer geringeren Hubzahl fällt der Temperaturunterschied in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit niedriger aus. Die Spindelerwärmung, die durch die Wärmeleitung des Antriebs verursacht wird, ist bei unterschiedlichen Verfahrgeschwindigkeiten kaum erkennbar und kann bei weiterer Betrachtung vernachlässigt werden.

4.4.6 Einfluss der Hubzahl

Neben dem Verfahrweg und -geschwindigkeit führt die Hubzahl zu unterschiedlichen Temperaturprofilen, deren Einflussgröße zu untersuchen ist. Für diese Messreihen sind die Prozessparameter so gewählt worden, dass die Temperaturmessung von der Basismessung mit einem Verfahrweg von 300-1170 mm und der Verfahrgeschwindigkeit von 1466 mm/s ausgeht und nur die Hubzahl variiert wird. Zwischen den einzelnen Messungen befindet sich die Vorschubachse ca. 2 Minuten im Stillstand, die für die Erfassung der Spindeltemperatur erforderlich sind.

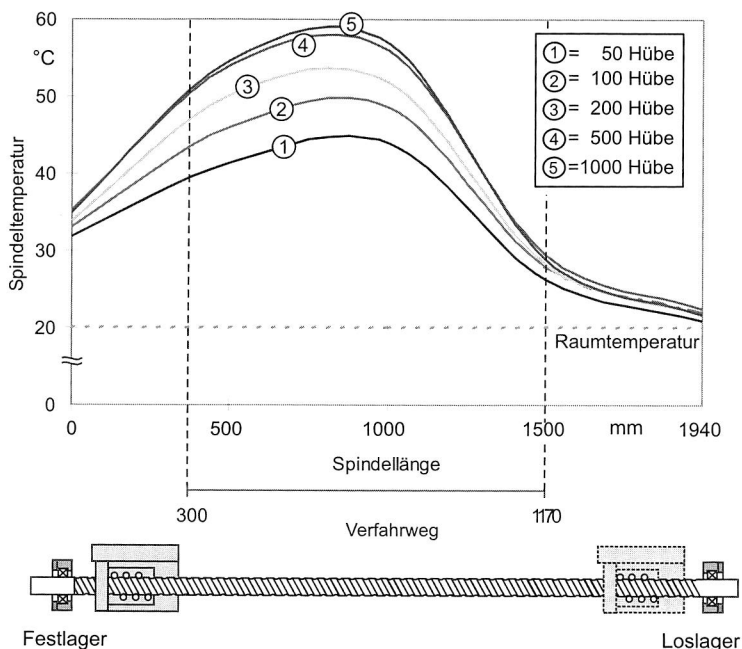


Bild 29: Temperaturverlauf bei unterschiedlicher Hubzahl (nach 2000 Hüben)

Die Mittelwerte der zehn Messreihen sind im Bild 29 als Temperaturvergleich nach 2000 Hüben dargestellt. Auch hier befindet sich die dazugehörige Standardabweichung im vorgesehenen Rahmen, sodass alle Messreihen in die Auswertung einbezogen sind. Die Spindeltemperatur beträgt bei der Messung nach je 50 Hüben und 2000 Zyklen etwa 42 °C und ist damit im Vergleich zur Messung mit je 1000 Hüben um 16 K niedriger. Außerdem ist auch hier der Einfluss der Wärmeübertragung vom Antriebsmotor auf die Vorschubachse deutlich zu erkennen, die bei einer höheren Hubzahl auch steigende Temperaturen aufweist.

4.4.7 Temperaturentwicklung in Abhängigkeit von der bewegten Masse

Die Vorschubachsen in Werkzeugmaschinen werden für die Zustellbewegung von Werkzeug oder Werkstück eingesetzt. Je nach Größe der Werkzeugmaschine müssen Vorschubachsen verschiedene Massen linear bewegen. Diese Zusatzbelastung beeinflusst neben der Reglereinstellung und dem Beschleunigungsvermögen auch die Spindeltemperatur. Um diesen Einfluss zu ermitteln, wurden Temperaturmessungen der Spindel durchgeführt, bei denen unterschiedliche Massen bewegt worden sind. Dazu wurde die Vorschubachse mit einer Zusatzmasse von 50 kg ausgestattet und ein Vergleich der Temperaturmessungen zwischen einem unbelasteten und belasteten Schlitzen ausgearbeitet.

Alle Prozessparameter aus Tabelle 7 sind dabei sowohl bei den Untersuchungen mit als auch ohne Zusatzmasse variiert worden. Prozessparameter, die nicht in die Ermittlungen aufgenommen wurden, bleiben bei den gesamten Temperaturuntersuchungen konstant. Ausgenommen davon ist die Reglerparametereinstellung bei der eine Veränderung der Proportional-Verstärkung des Lagerreglers (Kv-Faktor) erforderlich war, da es sonst zu instabilem Systemverhalten kommen kann. Für diesen Faktor kann ein Wert von 0,1 bis 30,0 eingestellt werden, wobei beim unbelasteten Schlitten dieser Wert 1 und beim Schlitten mit Zusatzgewicht 10 beträgt.

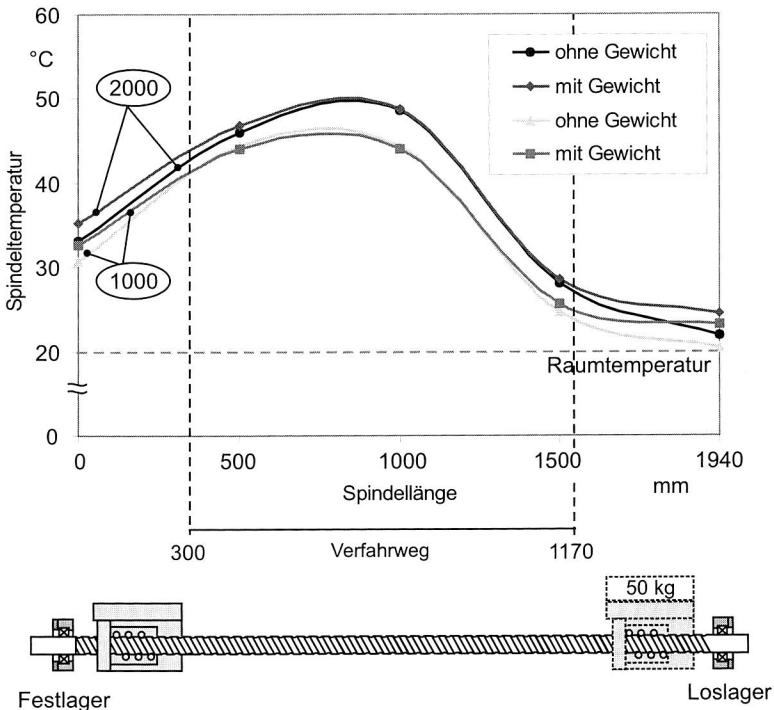


Bild 30: Temperaturverlauf nach 1000 und 2000 Hübem mit und ohne Gewicht

Das Bild 30 zeigt einen Vergleich zwischen belastetem und einem unbelasteten Versuch nach 1000 und 2000 Hübem. Die Berechnung der Standardabweichung ermöglicht eine Überprüfung der Messergebnisse. Es ist zu erkennen, dass die maximal erreichbare Spindeltemperatur in der Regel unabhängig von der Zusatzbelastung ist. Im Gegensatz dazu ist der Wärmeleitungseinfluss des Antriebs und der Lagerung deutlich zu erkennen und weist bei höheren Belastungen eine steigende Betriebstemperatur auf, die über Kupplung und Festlager an die Vorschubachse weitergeleitet wird. So ist beispielsweise ein Temperaturunterschied an der Antriebsseite von ca. 2 K und 3 K bei der Lagerseite gemessen worden.

4.5 Vergleich des Parametereinflusses auf die Spindeltemperatur

Anhand der Temperaturmessungen der Vorschubachse sind unterschiedliche Prozessparameter und deren Einfluss auf die Spindeltemperatur untersucht worden. Für die Realisierung der beidseitigen Lagerung ist die mittlere Spindeltemperatur interessant, die unter anderem für die Berechnung der thermischen Ausdehnung der Vorschubachse herangezogen wird.

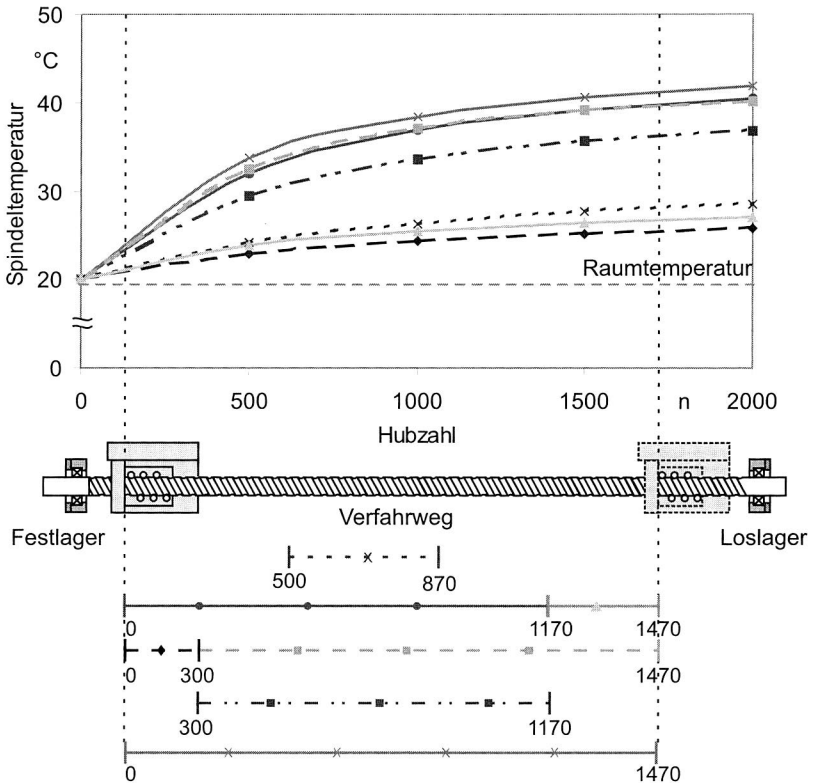


Bild 31: Verlauf der mittleren Spindeltemperatur in Abhängigkeit von der Hubzahl

In Bild 31 ist die mittlere Spindeltemperatur in Abhängigkeit von der Hubzahl dargestellt. In der Regel bewirken längere Verfahrlängen höhere mittlere Spindeltemperatur. Im Gegensatz zu kürzeren Verfahrlängen, wie beispielsweise 0-300 mm, 500-870 mm und 1170-1470 mm, die durch geringere Reibungswärme deutlich niedrigere Spindeltemperatur aufweisen. So kann die ermittelte Temperaturdifferenz bei kürzeren Verfahrlängen durchaus etwa 6-8 K nach 2000 Hüben betragen. Bei diesem Temperaturprofil ist eine beidseitige Lagerung mit vorgereckter Spindel durchaus sinnvoll, da die Zugbelastungen durch die Spindelvorspannung im kalten Zustand noch in vertretbaren

Rahmen sind. Anders verhält sich die Temperatur bei einem Verfahrweg über die gesamte Spindellänge oder einem großen Spindelbereich, sodass ein Temperaturzuwachs von 20 K durchaus erreicht wird. Für diese Betriebstemperatur sind vorgereckte Spindeln nicht realisierbar, da es zu unzulässiger Spindelbelastung im Ruhezustand führt. Bislang ist eine beidseitige Festlagerung bei diesen Temperaturverhalten nur mit angetriebener Spindelmutter realisierbar, die allerdings mit höheren Investitionen verbunden sind.

Zudem haben die Verfahrwege 0-1170 mm und 300-1470 mm einen identischen Verlauf der mittleren Spindeltemperatur, der durch die gleiche Länge vom 1170 mm zu begründen ist. Unabhängig vom untersuchten Prozessparameter weisen alle Temperaturuntersuchungen einen steilen Anstieg der mittleren Spindeltemperatur bei den ersten 500 Hüben auf. Danach fällt der Temperaturzuwachs der Spindel vergleichsweise gering aus.

Zusammenfassend ist mit den thermischen Untersuchungen ermittelt worden, dass:

- eine Erhöhung der Verfahrgeschwindigkeit um jeweils 200 mm/s einen Anstieg der Spindeltemperatur um maximal 3 K bewirkt
- die Länge des Verfahrwegs einen signifikanten Einfluss auf die erreichbare mittlere Spindeltemperatur hat
- die Temperatur am Anfang der Verfahrbewegung den größten Zuwachs hat, bis eine bestimmte Spindeltemperatur erreicht wird, danach ist die Steigungsrate deutlich flacher
- die Wärmebeeinflussung der Spindel durch den Direktantrieb nicht zu vernachlässigen ist und etwa 6-8 K beträgt
- die zusätzliche Schlittenbelastung eine höhere Wärmezuführung durch den Antriebsmotor und die Wälzlagerung verursacht, wodurch allerdings kein signifikanter Zuwachs der maximalen Spindeltemperatur zu verzeichnen ist
- bei langen Verfahrwegen eine Zunahme der mittleren Spindeltemperatur von 20 K hervorgerufen wird

Diese Erkenntnisse sind besonders bei der Auslegung der mechatronischen Spanneinheit auf andere Kugelgewindetriebe von besonderer Bedeutung. Zudem stellt sich die Temperaturerfassung im Betrieb ohne hohe Investitionskosten als problematisch dar, sodass diese als mögliche Führungsgröße für die mechatronische Spanneinheit ungeeignet ist.

5 Erfassung der Axialkraft am Festlager im Betrieb

Eine wichtige Voraussetzung für die zuverlässige Funktionserfüllung der mechatronischen Spanneinheit (MeSpa) ist eine permanente Axialkrafterfassung am Wälzlager während des Betriebs und die Rückkopplung in einen Regelkreis.

Im Folgenden wird zunächst eine Betrachtung des Axialkraftverlaufs am eingesetzten Axial-Schräggugellager durchgeführt, damit mögliche Sensorpositionen gewählt werden können. Anschließend werden unterschiedliche Messmethoden vorgestellt und bewertet. Durch die Kinematik der Vorschubachse ist eine kostengünstige Messung am Lagerinnenring ohne hohe Investitionen nicht realisierbar. Somit wird eine indirekte Axialkrafterfassung angestrebt, die jedoch zusätzlich eine spezielle Vorrichtung erfordert. Diese ermöglicht die Ermittlung der Zusammenhänge zwischen der am Lagerinnenring wirkenden und am Lageraußenring messbaren Kraft. Ergänzend dazu sind Messungen mit konventioneller Sensorik vorgesehen, um diese auf die Erfüllung der gestellten Anforderungen zu vergleichen. Alternativ dazu wird eine neuartige Methode der Axialkraftmessung durch die Erfassung des ohmschen Widerstands vorgestellt und in Abhängigkeit von verschiedenen Prozessparametern untersucht. Des Weiteren wird die Übertragung der gewonnenen Messergebnisse auf die mechatronische Spanneinheit näher erläutert.

5.1 Kräfteverlauf am Festlager

Für die Lagerungen von Vorschubspindeln der Werkzeugmaschine werden überwiegend zweireihige Axial-Schräggugellager eingesetzt. Diese zeichnen sich durch die Aufnahmefähigkeit von Radial- und Axialbelastungen in beiden Richtungen bei gleichzeitig hoher Steifigkeit aus. Der Druckwinkel der beiden Kugelreihen beträgt 60° und ist dabei O-förmig angeordnet. Bei vorgereckten Spindelssystemen kommen zusätzlich dreireihige Axial-Schräggugellager zum Einsatz, die im Vergleich zur zweireihigen Ausführung höhere Betriebssicherheit durch höhere statische und dynamische Tragzahlen gewährleisten können [90].

Der Außenring des Axial-Schräggugellagers wird mit sechs Schrauben und einer Vorspannkraft von 12,7 kN mit dem Lagergehäuse verschraubt. Die Fixierung des Lagerinnenrings erfolgt mittels einer Nutmutter, die mit einem definierten Anzugsmoment angezogen wird, sodass eine Festlagerung entsteht. Die Axialkraft, hervorgerufen durch die thermische Ausdehnung, wirkt auf den Lagerinnenring und wird über die Wälzkörper auf den Lageraußenring weitergeleitet. Durch vorgespannte Schrauben ist der Außenring fest mit dem Lagergehäuse verbunden, sodass die Kraft über die Schrauben ins Lagergehäuse übertragen wird. In Bild 32 ist der Kraftverlauf bei einem zweireihigen Axial-Schräggugellager dargestellt. Die Axialkraft bewirkt, dass die Kugeln mit einer hohen Kraft in die Laufrillen gepresst werden, sodass das Wälzen der Wälzkörper erschwert wird oder sogar bei Überbelastungen plastische Verformungen an den Kontaktflächen entstehen. Für gehärteten Wälzlagerstahl und rollende Wälzkörper beträgt die zulässige Flächenpressung weniger als $1,5 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ je nach erforderlicher Lebens-

dauer [49]. Wird die zulässige Flächenpressung überschritten, so führt es unvermeidlich zur deutlichen Reduzierung der normierten Lebensdauer der Wälzlager. Zwar verursacht eine hohe Radialkraft die gleiche Belastung der Laufflächen, jedoch ist diese bei beidseitiger Lagerung von geringer Bedeutung, da die thermische Ausdehnung in radialer Richtung im Gegensatz zu der axialen Ausdehnung vernachlässigt werden kann [65].

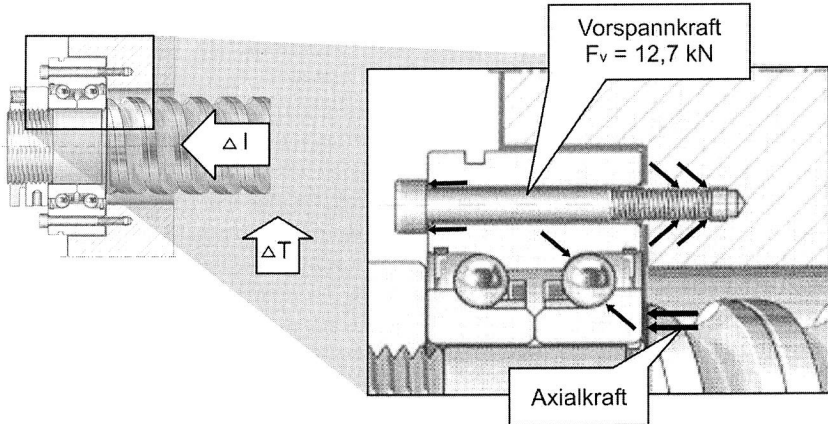


Bild 32: Kraftverlauf im Lager hervorgerufen durch die thermische Ausdehnung [91], [92]

Genauere Kenntnisse über den Axialkraftverlauf sind für eine zuverlässige Funktion der mechatronischen Spanneinheit unerlässlich. An die Messwerterfassung werden folgende Bedingungen gestellt:

- Messgenauigkeit von ± 200 N
- Messauflösung von mindestens 50 N
- geringe Abmaße der Sensorik
- geringe Herstellungs- und Montagekosten
- kein Eingriff in die Lagergeometrie
- einfache Integration
- statische Messwerterfassung
- kontinuierliche Messwertaufzeichnung

Da die Axialkraft auf den rotierenden Innenring des Lagers wirkt, bestehen grundsätzlich zwei Möglichkeiten der Axialkrafterfassung:

- direkt, mit einem Telemetriesystem
- indirekt, auf dem Lageraußenring

Die direkte Messwerterfassung benötigt neben der Sensorik zusätzlich ein Telemetriesystem, um die Probleme der Verkabelung bei rotierenden Komponenten zu umgehen.

In der Regel zeichnen sich Telemetriesysteme durch hohe Systemkosten und großen Integrationsaufwand aus, die wiederum den gestellten Anforderungen widersprechen.

Die indirekte Kraftermittlung benötigt zwar keine Integration eines kostenintensiven Telemetriesystems, es muss jedoch erst der Zusammenhang zwischen der Kraft am Außenring des Wälzlagers und der tatsächlich am Innenring wirkenden Kraft durch Referenzmessungen ermittelt werden. Darüber hinaus sind für die Untersuchungen eine zusätzliche Vorrichtung und eine Kraftmessdose erforderlich, damit die Axialkraft am Lagerinnenring erfasst werden kann. Im nachfolgenden Kapitel wird die Ermittlung der Axialkraft mit konventionellen Sensoren näher erläutert und die gewonnenen Ergebnisse analysiert.

5.2 Messtechnische Erfassung der Axialkraft

Heute sind Kraftsensoren in unterschiedlichen Abmaßen, Preislagen und Messgenauigkeiten am Markt erhältlich. Grundsätzlich können diese Sensoren zum Beispiel nach verschiedenen Gesichtspunkten klassifiziert werden [64]:

- aktive und passive Sensoren
- Signalform (analog, digital, etc.)
- physikalische Messgröße (Kraft, Beschleunigung, Weg, etc.)
- Herstellungstechnologie (feinmechanisch, mikromechanisch, etc.)
- Wandlungsprinzip (piezoelektrisch, elektrodynamisch, etc.)

Passive Sensoren benötigen zur Umsetzung der Messgröße eine Hilfsenergie, die von der Messgröße moduliert wird, im Gegensatz zu den aktiven Sensoren, die die Messgröße ohne zusätzliche Hilfsenergie in eine elektrische Größe umwandeln können. Weiterhin kann bei der Signalform zwischen einem Signal im Zeit-, Amplituden- und Frequenzbereich unterschieden werden. Die Signale im Zeitbereich können beispielsweise durch spezielle Namen, Kenngrößen oder mathematische Funktionen mit der Zeit als Variable beschrieben werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit unterschiedliche Messgrößen, wie beispielsweise Druck, Weg und Geschwindigkeit, zu erfassen.

Für die Axialkrafterfassung am Wälzlager werden handelübliche Kraftsensoren herangezogen. Im Folgenden werden die wichtigsten Kraftsensoren und deren Eigenschaften näher erläutert.

Der piezoelektrische Kraftsensor gehört zu den aktiven Sensoren. Die durch mechanische Deformation eines Kristalls (häufig Quarz, aber auch spezielle Piezo-Keramiken) an seinen Außenflächen erzeugte Ladung ist proportional der Krafteinwirkung. Diese Sensoren zeichnen sich durch sehr geringe Abmaße aber auch durch vergleichsweise höhere Systemkosten aus. Piezosensoren sind nur für die dynamische Kraftmessung geeignet und benötigen zusätzlich einen Ladungsverstärker, falls dieser nicht bereits im Sensor integriert ist.

Das Prinzip von Dehnungsmessstreifen (DMS) beruht auf der Änderung des spezifischen elektrischen Widerstands unter dem Einfluss mechanischer Spannungen. Dies wird als piezoresistiver Effekt bezeichnet. Dabei steigt der elektrische Widerstand, wenn

ein elektrischer Leiter gedehnt wird, wodurch sich seine Länge vergrößert und der Querschnitt verringert. DMS zeichnen sich durch relativ geringe Investitionskosten und hohe Robustheit aus, wodurch sich eine hohe Verbreitung und Akzeptanz in der industriellen Messtechnik ergibt. Tabelle 8 zeigt einen Überblick verschiedener Kraftsensoren mit ihren charakteristischen Eigenschaften.

Sensorprinzip	physikalischer Effekt	Wirkprinzip	Einsatzbereich
elektrisch : piezoelektrisch	Ladungstrennung	piezoelektrischer Effekt, je nach Kristallachsenorientierung	kleine bis mittlere μN - kN
piezoresistiv	Widerstandsänderung	Widerstandsänderung durch Dehnung des aufgeklebten Messgitters	allgemein einsetzbar, auch in der Präzisionsmesstechnik
kapazitiv	Kapazitätsänderung	kraftabhängige Abstandsänderung bewirkt Kapazitätsänderung der Kondensatorplatten	Einsatz in mikro-mechanischer Sensor-konfiguration
mechanisch: Feder	Zusammenhang zw. Kraft und Dehnung	$F=fc$, Federkonstante c bestimmt die Auslenkung	Kraftmessdose, Federwaage

Tabelle 8: Übersicht über physikalische Wirkprinzipien zur Kraft- und Gewichtskraftmessung [64], [103]

Im Betrieb wird die Spindeltemperatur durch die Reib-Verlustleistung erhöht, sodass bei einer beidseitigen Festlagerung eine konstant steigende Axialkraft auf das Wälzlager wirkt. Da sich dieser Prozess durch geringe Dynamik und langsamen Kraftzuwachs auszeichnet, sind für die Untersuchungen nur statisch messende Kraftsensoren geeignet. Dies schließt den Einsatz von piezoelektrischen Sensoren aus, da diese einerseits ungeeignet für statische Kraftermittlung sind und andererseits hohe Anschaffungskosten zur Folge haben. Dem gegenüber stehen DMS, die sowohl für statische als auch für dynamische Kraftermittlung geeignet sind und sich zudem durch geringe Integrationskosten auszeichnen.

Bedingt durch den Kraftverlauf sowie Integrationsbedingungen sind für die Messungen der Axialkraft am Wälzlager folgende Anforderungen an die eingesetzten Sensoren gestellt:

- statische Kraftmessung
- hohe Empfindlichkeit und Genauigkeit
- geringe Abmaße für die Systemimplementierung
- geringe Anschaffungskosten

Diese Anforderungen können einerseits durch spezielle Schraubenvorspannsensoren und andererseits durch DMS erfüllt werden.

5.2.1 Kraftermittlung durch Einsatz von Schraubenvorspannsensoren

Die Axialkraft wirkt auf den Innenring des Lagers und ist dort durch die Bewegungskinematik des Innerrings ohne zusätzliches Telemetriesystem nicht messbar. Durch den Verzicht auf ein Telemetriesystem ist die Ermittlung der Axialkraft nur durch das indirekte Messverfahren am Außenring des Lagers möglich. Die Kraft verläuft dabei vom Lagerinnenring über die Wälzkörper auf dem Außenring und wird anschließend über die Schraubverbindung ins Gehäuse weitergeleitet. Am Markt sind kommerzielle Sensoren erhältlich, die für die Messung von Vorspannkraften bei Schraubverbindungen ausgelegt sind. Die Geometrie dieser Sensoren ist dem Durchmesser der Vorspannschraube angepasst, sodass der Sensor problemlos unter dem Schraubenkopf integriert werden kann.

Zuerst wird untersucht, inwieweit die gemessene Kraft am Außenring mit der tatsächlich wirkenden Kraft auf dem Innenring übereinstimmt. Zur Messung dieser Differenz wird eine zusätzliche Vorrichtung benötigt, die eine definierte Kraft am Innenring aufbringen kann und parallel dazu die Kraftermittlung am Außenring ermöglicht.

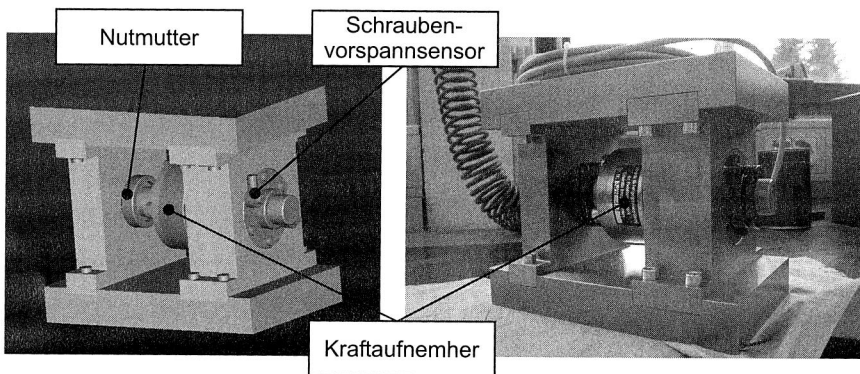


Bild 33: Vorrichtung zur Axialkraftermittlung

Die Vorrichtung zur indirekten Axialkraftmessung mit Hilfe von Schraubenvorspannsensoren ist in Bild 33 dargestellt. Die Axialbelastung der Lager wird durch das Anziehen der Nutmutter aufgebracht und über eine Kraftmessdose an das Wälzlager weitergeleitet. Die Kraftmessdose ist für statische und dynamische Kraftmessung bis 20 kN mit hoher Genauigkeit ausgelegt. Dabei ist das Messelement eine Messfeder, auf der Dehnungsmessstreifen (DMS) appliziert sind. Die DMS sind in eine Vollbrücke geschaltet und derart angeordnet, dass bei einer Kräfteinwirkung auf den Aufnehmer vier gedehnt und vier gestaucht werden. Die Kraftmessdose ist an einen Messverstärker angeschlossen und mit einem Messrechner verbunden, um die Daten zu visualisieren. Zwei Vorspannsensoren sind unter den Vorspannschrauben integriert die um 180° versetzt sind. Zusätzlich ist auch eine Variation der Sensorposition während der Messungen durchgeführt worden. Für das Lager werden Vorspannschrauben M6 mit einer Festigkeitsklasse 10.9 empfohlen, die mit einem Drehmoment von 16 Nm angezogen werden,

was einer Kraft von 12,7 kN entspricht [77], [92]. Das Anziehen der Nutmutter bewirkt eine Axialkraft am Lager, deren Größe durch den Kraftaufnehmer erfasst wird. Da die Kraft über die Schraubenverbindung ins Gehäuse weitergeleitet wird, verursacht die Axialkraft eine Änderung der Schraubenvorspannung. Bei den Untersuchungen ist die Schraubenvorspannung von 0 bis 12,7 kN variiert worden.

Im Bild 34 sind die Mittelwerte beider Sensoren bei der Messung ohne Schraubenvorspannung und mit ca. 20 Messreihen sowie der dazugehörigen Standardabweichung dargestellt. Festgestellt worden ist, dass bei einer Schraubenvorspannung von ca. 0,5 kN nur ein Teil der tatsächlichen Axialkraft vom Lagerinnenring auf den Außenring übertragen wird. Wird dagegen die erforderliche Vorspannkraft von 12,7 kN aufgebracht, fällt die Differenz der Schraubenvorspannung, hervorgerufen durch die Axialkraft, deutlich geringer aus.

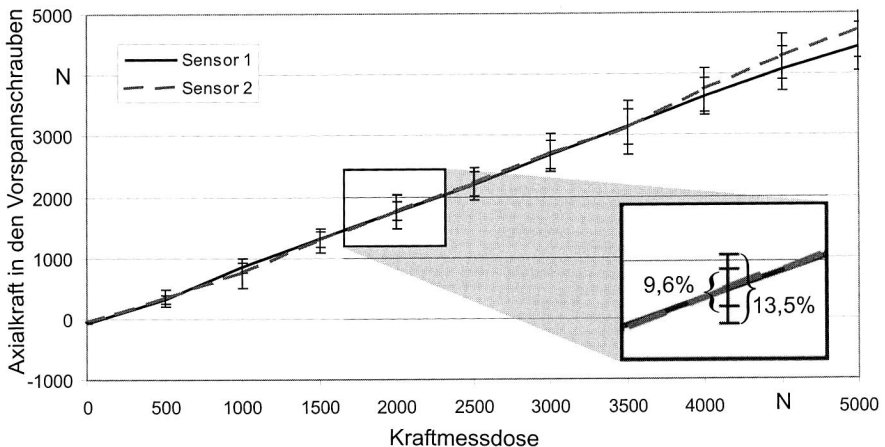


Bild 34: Axialkraftmessung an Schraubenvorspannsensoren ohne Vorspannung mit dazugehöriger Standardabweichung

Die Untersuchungen haben ergeben, dass die Genauigkeit von Schraubenvorspannsensoren für eine exakte Ermittlung der Axialkraft unzureichend ist. Zwar erfassen die Sensoren eine durch die axiale Lagerbelastung verursachte geringe Änderung der Vorspannung, die zusätzlich durch die hohe Schraubenvorspannung gedämpft werden. Darüber hinaus ist bei der Kraftermittlung mit Schraubenvorspannsensoren die geforderte Genauigkeit von ± 200 N nicht erfüllt. Zusätzlich wirkt sich die hohe Standardabweichung der Messungen nachteilig auf die geforderte Messgenauigkeit aus. Dieses Ergebnis führt zu der Schlussfolgerung, dass dieses Messprinzip den gestellten Anforderungen widerspricht, sodass es für die Regelung der mechatronischen Spanneinheit ungeeignet ist.

5.2.2 Einsatz von DMS für Axialkrafterfassung

Die Dehnungsmessstreifen (DMS) zeichnen sich durch relativ kleine Abmaße, geringe Anschaffungskosten sowie die Möglichkeit einer statischen und dynamischen Kraftermittlung aus. Die Messung mit DMS erfordert verlustlose Dehnungsübertragung vom untersuchenden Objekt auf den DMS und setzt eine feste Verbindung beider Komponenten voraus [60], [103]. Das Prinzip basiert auf der Änderung des elektrischen Widerstands unter dem Dehnungseinfluss. Der Widerstand eines elektrischen Leiters errechnet sich allgemein aus dem spezifischen Widerstand des Materials und seiner Länge, bezogen auf den Querschnitt:

$$R = \frac{\rho_w \cdot l}{\pi \cdot r^2} \quad (\text{Gl. 18})$$

Die relative Widerstandsänderung ΔR kann nach der partiellen Ableitung des spezifischen Widerstands, der Länge und des Radius mit folgender Gleichung berechnet werden [103]:

$$\frac{\Delta R}{R} = \left(\frac{\Delta \rho_w}{\rho_w} \frac{\Delta l}{l} + 1 + 2\mu \right) \frac{\Delta l}{l} \quad (\text{Gl. 19})$$

dabei ist die Dehnungsempfindlichkeit k wie folgt definiert:

$$k_D = \left(\frac{\Delta \rho_w}{\rho_w} \frac{\Delta l}{l} + 1 + 2\mu \right) \quad (\text{Gl. 20})$$

Daraus lässt sich die Hauptgleichung der DMS-Technik wie folgt ableiten [60]:

$$\frac{\Delta R}{R} = k_D \varepsilon_D \quad (\text{Gl. 21})$$

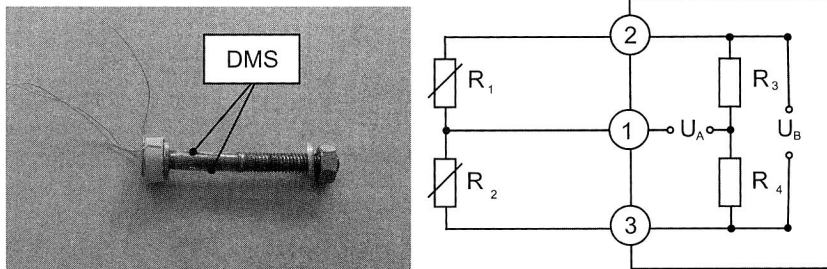
wobei die Dehnung $\varepsilon = \Delta l / l$ ist. Die Dehnungsempfindlichkeit k_D ist abhängig vom verwendeten Drahtwerkstoff und beträgt bei Konstantan $k_D \approx 2$, der bei den meisten DMS eingesetzt wird.

Normalerweise sind die Dehnungen, verursacht durch die Kraftbelastung, sehr klein, sodass auch die dazugehörige Widerstandsänderung gering ist und eine zusätzliche Signalverstärkung benötigt wird. Die Messung mit DMS erfordert immer eine Wheatstonesche Brückenschaltung. Je nachdem, wie viele aktive DMS in dieser Brückenschaltung verwendet werden, kann in der Regel zwischen:

- Vollbrücke, mit vier aktiven DMS
- Halbbrücke, mit zwei aktiven DMS
- Viertelbrücke, mit einem aktiven DMS

unterschieden werden. Der wesentliche Unterschied zwischen den verschiedenen Brückenschaltungen liegt in der Höhe der Messsignale und der Temperaturempfindlichkeit. Das Einsatzgebiet des DMS wird durch seine Eigenschaft der Kriechanpassung begrenzt. Wird ein DMS einer statischen Belastung ausgesetzt, so zeigt er trotz konstanter

Bauteildehnung eine langsame zeitliche Veränderung seines Widerstandes. Die Veränderung des Messsignals erfolgt in der Entlastungsrichtung.



Außenschaltung Ergänzungsschaltung

Bild 35: Axialkraftmessung mit DMS durch die Realisierung einer Halbbrücke

Bei den Messungen der Axialkraft am Lager sind zwei verschiedene Arten von DMS der Fa. HBM für die Untersuchungen herangezogen worden:

- gekapselte DMS (1-LE11-3/350Z), mit einem Nennwiderstand von 350 Ω und einer Messgitterfläche von 2x3 mm
- Folien DMS (1-LY11-0,6/120), mit einem Nennwiderstand von 120 Ω und einem Messgitter 0,6x1 mm

Die Forderung nach einer kleinen Bauweise der DMS ist einerseits bedingt durch die Abmaße der Vorspannschrauben (M6) und andererseits durch den Schraubenumfang begrenzt, auf dem gleichzeitig zwei DMS appliziert werden müssen. Dabei sind die DMS um 180° gedreht und abwechselnd als Wheatstonesche Viertel- oder Halbbrücke verschaltet, wobei die Ergänzungsschaltung vom Messverstärker realisiert wird. Ferner erfordern diese Untersuchungen eine zusätzliche Vorrichtung, da die Schrauben am Außenring appliziert sind und somit nur eine indirekte Axialkraftermittlung erlauben. Dazu wird die im Kapitel 5.2.1 beschriebene Vorrichtung eingesetzt. Mit den Untersuchungen soll das Dehnungsverhalten in Abhängigkeit von der Axialkraft bei einer Variation der Schraubenvorspannung ermittelt werden.

Die DMS benötigen eine Spannungsversorgung die prinzipiell vom verwendeten Aufnehmer abhängig ist [60]. Des Weiteren benötigt die Kraftmessdose eine Spannung von 5 V, wohingegen die benötigte Speisespannung der DMS max. 1,5 V beträgt. Als Ausgangssignal steht ein analoges Signal zur Verfügung, das zusätzlich verstärkt werden muss. Der eingesetzte Messverstärker hat folgende Aufgaben:

- Bereitstellung der Spannungsversorgung
- Signalverstärkung
- Ergänzungsschaltung der Wheatstoneschen Brückenschaltung

Der Messverstärker (DMCplus) wird über zusätzliche Software (Beam oder Catman) der Fa. HBM über die serielle Schnittstelle RS 232 angesteuert. Weitere Messparameter, wie beispielsweise die Gerätekonfiguration, Kanaleinstellung oder Aufnehmer-

anpassung, werden über die Software eingestellt. Beide Softwarepakete bieten vorgefertigte Messeinstellungen, die für verschiedene Messarten genutzt werden können, wie beispielsweise Dauer- oder periodische Messungen.

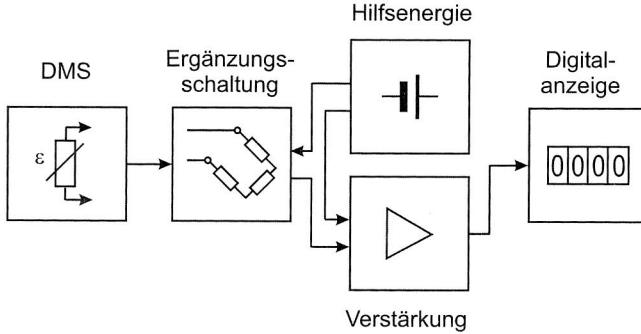


Bild 36: Schema einer Messkette zur Messung mit DMS [60]

Die DMS-Signalerfassung ist bei verschiedenen Schraubenvorspannungen untersucht worden, beginnend von einer leicht angezogenen Schraube, bis zur geforderten Betriebsvorspannung von 12,7 kN. Bei diesen Messungen wurde das gleiche Messprinzip wie bei den Untersuchungen mit Schraubenvorspannsensoren, angewendet. Der wesentliche Unterschied besteht in der Wahl der Sensorpositionen, wobei die Vorspannsensoren unter dem Schraubenkopf und die DMS auf dem Schraubenumfang integriert wurden. Die Axialkraft bewirkt einen Anstieg der Schraubendehnung, die mit dem applizierten DMS erfasst wird.

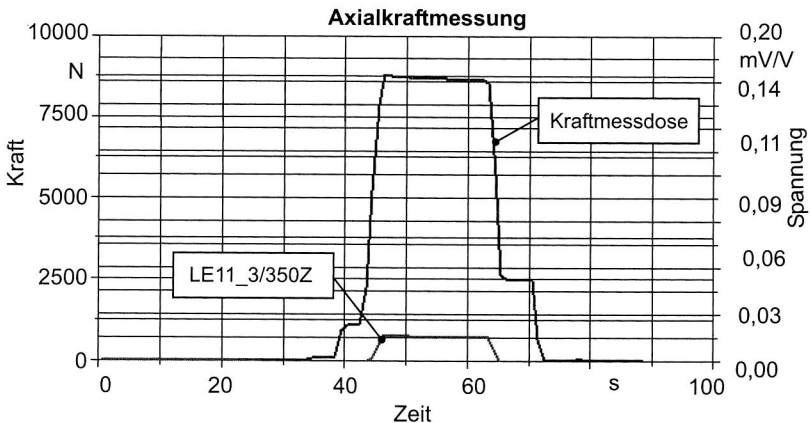


Bild 37: Signalverlauf der DMS Viertelbrücke bei axialer Kraftbelastung und einer Schraubenvorspannung von 12,7 kN

Das Bild 37 zeigt die Reaktion des gekapselten DMS auf eine Kraftbelastung von 8 kN bei der geforderten Betriebsvorspannung der Schrauben. Vor jeder Messung ist ein Nullabgleich durchgeführt worden, damit die Schraubenvorspannung aus den Messungen herausgefiltert und nur die relevante Dehnungsänderung durch die Axialkraft erfasst wird.

In den Untersuchungen wurde festgestellt, dass die Axialkraft durchaus mit DMS messbar ist. Jedoch treten bei langer Messdauer Probleme auf, die durch die Kriecheigenenschaft des DMS verursacht werden und bei präzisen Messungen unerwünscht sind. Untersuchungen haben gezeigt, dass bei einer Dauerbelastung von 4 kN über einen Zeitraum von zehn Stunden bei gekapselten DMS eine Abweichung von dem Signal um 0,1 mV/V und bei Folien-DMS um 0,01 mV/V gemessen wurden. Werden zusätzlich die geringen Dehnungen betrachtet, die durch die Axialkraft hervorgerufen werden, kann das Kriechverhalten nicht vernachlässigt werden.

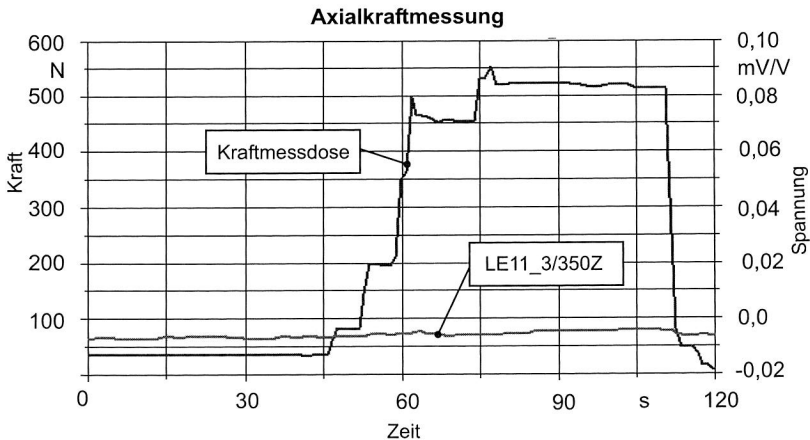


Bild 38: Verhalten der DMS-Halbbrücke bei geringer axialer Kraftbelastung und einer Schraubenvorspannung von 5 kN

Ein weiteres Problem stellt die geringe Empfindlichkeit bei kleinen Axialkräften dar. Bild 38 zeigt das Verhalten der DMS bei niedriger axialer Belastung und einer Schraubenvorspannung von 5 kN. Gerade die Ermittlung von geringen Belastungen ist für die Regelung der mechatronischen Spanneinheit von großer Bedeutung, da eine Ungenauigkeit bei der Messwerterfassung direkt zum Lagerversagen führen kann. In der Regel ist mit DMS eine Axialkraftermittlung möglich, jedoch wird dabei die geforderte Genauigkeit nicht erreichbar. Zudem sind DMS für rein statische Beanspruchung über einen langen Zeitraum wegen des Kriechverhaltens nicht geeignet.

5.3 Physikalische Hintergründe der Widerstandsmessung

Neben der Axialkraftmessung mit konventioneller Sensorik, besteht die Möglichkeit durch die Messung des ohmschen Widerstands zwischen Lagerinnen- und Außenring die Axialkraft zu ermitteln. Damit das physikalische Prinzip erklärt werden kann, erfordert dies zunächst eine separate Betrachtung des Kontaktwiderstands und der Hertzschen Pressung.

5.3.1 Der Kontaktwiderstand

Wenn bei einem Zylinder aus dem Kontaktwerkstoff mit dem Widerstand R_L , die Spannung U_1 angelegt wird, so fließt der dazugehörige Strom I_1 . Falls der Zylinder in zwei Hälften zerteilt und dabei mit einer Kraft F zusammengepresst wird, würde eine höhere Spannung U_2 benötigt damit der gleiche Strom I_1 fließt. Demzufolge ist ein zusätzlicher Widerstand an der Kontaktstelle wirksam geworden, der Kontaktwiderstand. Grundsätzlich setzt sich dieser aus zwei Anteilen zusammen. Einerseits werden die Stromwege verengt (Engwiderstand R_E) und andererseits bilden sich Fremdschichten auf der Kontaktoberfläche (Fremdschichtwiderstand R_H), die eine Herabsetzung der Leitfähigkeit bewirken. Zusammen ergeben sie den Kontaktwiderstand R_K [110], [136]:

$$R_K = R_E + R_H = \frac{\rho_H \cdot d_H}{\sum A} + \frac{\rho_E}{\sum A} \quad (\text{Gl. 22})$$

Grundsätzlich ist bei der Berührung zweier metallischer elektrischer Leiter zwischen scheinbarer Berührungsfläche A_s und tatsächlicher Berührungsfläche A_b zu unterscheiden. Die scheinbare Berührungsfläche ist die durch äußere Abmessungen vorgegebene Fläche, auf die sich unter der Kraftwirkung Kontaktflächen ausbilden können. Jedoch fällt die unmittelbare Berührungsfläche durch die Oberflächenrauigkeit und die vorhandenen Fremdschichten deutlich kleiner aus und ist zusätzlich von der wirkenden Kontaktkraft abhängig [11].

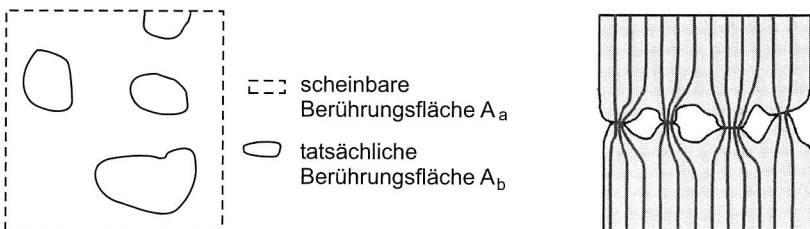


Bild 39: Unterschiedliche Flächen eines Kontaktes (links), Einengung der Strombahnen an der Kontaktstelle (rechts) [136]

Obwohl die tatsächliche Berührungsfläche A_b infolge der Oberflächenrauigkeit aus mehreren kleinen Flächen besteht, kann die Kontaktstelle mit einer geschlossenen Kreisfläche nach folgender Formel berechnet werden [61]:

$$A_b = \pi \cdot r_k^2 \quad (\text{Gl. 23})$$

Für bestimmte Geometrien lässt sich der Radius r_k in Abhängigkeit von der Kontaktkraft F_k berechnen. So wird beispielsweise für die Berührung einer Kugel mit einer ebenen Fläche gleichen Materials der Radius r_k folgendermaßen berechnet:

$$r_k = \sqrt[3]{1,5 \cdot \frac{F_k \cdot r}{E} (1 - \mu^2)} \quad (\text{Gl. 24})$$

Mit einer wachsenden Kontaktkraft nimmt die Berührungsfläche zu über die der Laststrom fließt, andererseits nimmt der Kontaktwiderstand ab, da er indirekt proportional zur Fläche ist [6]. Beim Wälzlager wird der Radius r_k mit der oben aufgeführten Gleichung 24 berechnet, da die Kontaktfläche näherungsweise als Berührung zwischen Kugel und Ebene angenommen werden kann.

Der Fremdschichtwiderstand R_H wird von elektrisch isolierenden oder halbleitenden Schichten verursacht, deren Beitrag in der Regel bei sehr kleiner Kontaktkraft maßgeblich ist [6]. Dagegen werden bei ausreichend großer Kontaktkraft die Fremdschichten aufgerissen oder zerdrückt, sodass der Einfluss des Fremdschichtwiderstands auf den Kontaktwiderstand reduziert wird.

Bezogen auf ein Wälzlager übernimmt der Schmierfilm die isolierende Aufgabe, wodurch sich die Leitfähigkeit herabsetzt und der Kontaktwiderstand steigt. Eine höhere Axialkraft bewirkt, dass der Schmierfilm herausgedrückt wird und die tatsächliche Berührungsfläche größer wird. Diese wiederum hat eine Reduzierung des Widerstands zur Folge. Die Berührungsfläche wird zusammen mit der Hertzschen Pressung im nachfolgenden Kapitel genauer betrachtet.

5.3.2 Hertzsche Pressung bei Wälzlagern

Ein Wälzkontakt ist die Berührung gewölbter Flächen gleicher oder unterschiedlicher Krümmung bei gleichzeitiger Übertragung einer Druckkraft zwischen diesen Flächen. Diese Kraft verursacht eine elastische Verformung, die mit Hilfe der Hertzschen Pressung beschrieben werden kann [9], [49], [50], [65]. In Abhängigkeit von der Wälzkörpergeometrie (Kugel oder Zylinder) wird zwischen einem Punkt- oder Linienkontakt unterschieden.

Die zulässige Flächenpressung beim Wälzlager berechnet sich nach der folgenden Formel [9], [49]:

$$p_0 = \frac{3 \cdot F}{2 \cdot \pi \cdot a_{\text{Hertz}} \cdot b_{\text{Hertz}}} \quad (\text{Gl. 25})$$

Für Kugellager beträgt die zulässige Flächenpressung $4,2 \cdot 10^9$ N/mm² bei einer statischen Beanspruchung. Eine höhere Flächenpressung bewirkt eine deutliche Reduzierung der erreichbaren Lagerlebensdauer.

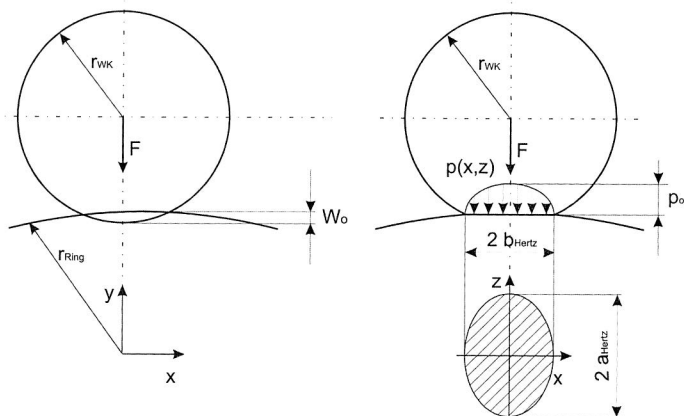


Bild 40: Hertz'sche Pressung im Punktkontakt [49]

Der Schmierstoff hat die Aufgabe, die unmittelbare Berührung zwischen den Wälzkörpern, Laufbahnen und Käfig zu verhindern, wodurch dem Verschleiß vorgebeugt wird, bei gleichzeitigem Schutz vor Oberflächenkorrosion. In der Regel verfügen die eingesetzten Axial-Schräggugellager über eine Schmierfettschmierung, die über die gesamte Gebrauchsdauer der Lager wirksam ist.

Die Axialkraft bewirkt, dass die Kugeln mit einer hohen Kraft in die Laufrollen gepresst werden, die bei Überbelastung sogar zur plastischen Verformung an den Kontaktflächen führt. Die Größe der Berührflächen zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn ist abhängig von der Axialkraft und kann mit den Formeln für den Hertz'schen Kontakt berechnet werden. Eine höhere Axialkraft verursacht eine größere Berührungsfläche. Da sich der Kontaktwiderstand indirekt proportional zur Größe der Kontaktfläche verhält (Kapitel 5.3.1), kann anhand der Messung des Kontaktwiderstandes zwischen Lagerinnen- und Außenring die Axialkraft ermittelt werden [78]. Diese Erkenntnisse stellen die Basis für die Ermittlung der Axialkraft durch die Widerstandsmessung dar.

5.4 Ermittlung der Axialkraft durch Widerstandsmessung

5.4.1 Randbedingungen für die Messungen

Im Gegensatz zu den Untersuchungen mit Schraubenvorspannsensoren und DMS, erfordert die Widerstandsmessung eine Vorrichtung, bei der das Wälzlager mit einer bestimmten Drehzahl angetrieben werden kann. Dafür musste die bestehende Vorrichtung (Bild 33) an die neue Messaufgabe angepasst werden, indem zusätzlich ein Asynchronmotor und ein Axiallager integriert wurden (Bild 41).

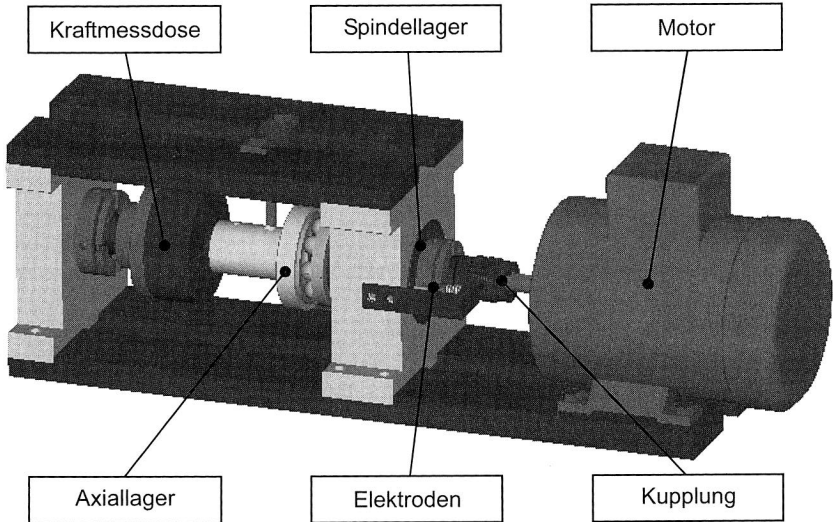


Bild 41: Vorrichtung für die Messung der Widerstandsänderung am rotierenden Lager

Das Axiallager trennt den drehenden Innenring des Wälzlagers von der feststehenden Kraftmessdose, sodass eine Axialbelastung des Lagers im Betrieb realisiert und gleichzeitig die Belastungshöhe erfasst wird. Ein Frequenzumrichter ermöglicht die Einstellung der erforderlichen Drehzahl, die jedoch nicht geregelt wird. Da die Asynchronmotoren eine lastabhängige Kennlinie besitzen, erfordert dies ergänzend Sensorik für die Erfassung der effektiven Drehzahl.

Die Axialkraft wird über das Anziehen der Nutmutter hervorgerufen, die von der Kraftmessdose erfasst und an das Axial-Rillenkugellager weitergeleitet wird. Die zulässige dynamische Wälzlagerbelastung wird nach der folgenden Formel berechnet [9], [76], [97]:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{Gl. 26})$$

Wird dagegen ein Wälzlager nur einer Axialbelastung ausgesetzt (beispielsweise beim Axial-Rillenkugellager) unter der Voraussetzung, dass die Kraft zentrisch wirkt, vereinfacht sich die Gleichung 26 wie folgt:

$$P = F_a \quad (\text{Gl. 27})$$

Bei einem Axial-Rillenkugellager wird die aufgebrachte Axialkraft vollständig weitergeleitet, sodass die gemessene Kraft an der Kraftdose der am Lager wirkenden Kraft entspricht. Mit den integrierten Elektroden wird die Widerstandsänderung in Abhängigkeit von der Axialkraft gemessen.

Die unterschiedlichen Schmierungsverhältnisse, die in einem Wälzlager auftreten, können sich kompliziert auf die Ermittlung der Axialkraft auswirken. Damit dies aus-

geschlossen werden kann, sind Messungen des Kontaktwiderstands sowohl beim ruhenden Lager, als auch im Betriebszustand vorgesehen. Für die Voruntersuchungen sind jedoch folgende Randbedingungen zu berücksichtigen:

- die Isolation des Lagers von der Umgebungsstruktur
- der Messspitzendruck muss über die gesamte Messdauer konstant sein
- die Realisierung der Datenverarbeitung und Datenvisualisierung mit LabView

Die Isolation des Lagers ist durch das Auftragen einer dünnen Kunststoffolie gewährleistet. Dazu wird die isolierende Schicht zum einen zwischen Lageraußenring und Lagergehäuse und zum anderen zwischen Welle und Lagerinnenring aufgetragen. Zusätzlich muss auch die Antriebswelle mit einer Isolierschicht versehen werden, damit die elektrische Leitfähigkeit von metallischen Komponenten unterbrochen wird. Darüber hinaus sind Kunststoffschrauben für die Befestigung des Lagergehäuses mit den Boden- und Deckplatten verwendet worden. Erst wenn das Wälzlager von der Umgebungsstruktur isoliert ist, kann der Widerstand zwischen dem Außen- und Innenring ermittelt werden. Im Bild 42 sind die Bereiche dargestellt worden, die von der Umgebungsstruktur isoliert werden müssen.

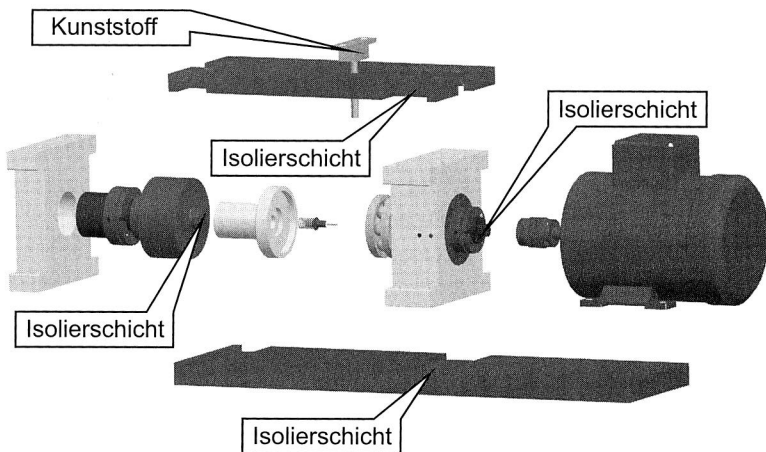


Bild 42: Isolierschichten für die Widerstandsmessung

Damit die Messspitzen immer mit der gleichen Kraft auf das Lager aufliegen, werden sie durch eine Feder mit einem konstanten Druck auf die Oberfläche des Lagerinnen- und Lageraußenringes gepresst. Somit sind eine gleichbleibende Berührungsfläche und Kontakt zwischen Messspitze und Messobjekt gewährleistet.

In der Regel kann zwischen einer Widerstandsmessung im Stillstands- und Betriebszustand unterschieden werden. Eine wichtige Voraussetzung ist, dass die Messung im Betrieb nicht einschreiten darf. Die Messung im Betrieb ermöglicht eine kontinuierliche Erfassung des Kraftverlaufes. Jedoch sind bei den Untersuchungen auch die Wider-

standsmessungen im Stillstand durchgeführt worden. Dabei wurde festgestellt, dass bei Lagerstillstand eine ausreichende Berührungsfläche zwischen Innen- und Außenring des Lagers besteht, sodass ungehindert der Strom über die Wälzkörper fließen kann und kein nennenswerter Widerstand messbar ist. Dies ist durch die Viskosität des Schmierstoffs zu erklären, der sich im Stillstand auf der unteren Lagerseite des Wälzlagers konzentriert. Dabei ist die obere Wälzlagerseite weniger mit Schmierstoff behaftet und infolgedessen wird die Berührungsfläche zwischen Wälzkörper und Laufbahnen vergrößert.

Dagegen wirkt der Schmierfilm im Betriebszustand als permanente Isolationsschicht zwischen bestehenden Wälzlagerkomponenten, was wiederum einen messbaren Widerstand zur Folge hat. Durch zahlreiche Untersuchungen ist die Abhängigkeit dieses Widerstands von unterschiedlichen Prozessparametern ermittelt worden. Dazu gehören vor allem die Analyse des Drehzahl- und Temperatureinflusses bei unterschiedlicher Axialkraftbelastung.

5.4.2 Ergebnisse der Axialkraftermittlung

Damit die berechnete Lagerlebensdauer erreicht wird, wurde die Kompensation der axialen Ausdehnung der mechatronischen Spanneinheit schon bei einer Axialkraft von 1 kN vorgesehen. Für die Untersuchungen war das Verhalten des ohmschen Widerstands bereits bei geringer Axialkraft relevant. So wurden bei den Widerstandsmessungen die Parameter der Axialkraft von unbelastetem Zustand in 200 N Schritten bis 1 kN variiert.

Um die Parameter für die Axialkraftmessung am Kugelgewindetrieb festlegen zu können, waren Voruntersuchungen und zusätzlich die Anpassung der Axialkraftmessung an die Vorschubachse erforderlich. Damit über einen großen Bereich der Spindel eine konstante Geschwindigkeit gewährleistet werden kann, sind entsprechend niedrige Geschwindigkeitsparameter für die Untersuchungen gewählt worden. Dabei wurde eine Drehzahl von 300 bis 600 min^{-1} in 100er Schritten herangezogen, was bezogen auf die Vorschubachse einer Verfahrgeschwindigkeit von 200 mm/s bis 400 mm/s entsprechen würde.

Das Bild 43 zeigt die Ergebnisse der Voruntersuchungen. Bei geringer Axialkraft ist die hohe Schwankung des Widerstands festzustellen, die zusätzlich durch eine hohe Standardabweichung in diesem Bereich charakterisiert ist. Dies ist einerseits durch den Messaufbau Widerstandsmessung und andererseits durch den Kontakt zwischen der Messspitze und Messobjekt zu begründen. Ab einer Kraft von 600 N befindet sich die Standardabweichung in einem verwertbaren Bereich. Aus diesen Voruntersuchungen ist jedoch zu erkennen, dass der ohmsche Widerstand sowohl von der Belastung in axialer Richtung als von der gewählten Drehzahl abhängig ist. In der Regel ist bei steigender Drehzahl auch ein Anstieg des ohmschen Widerstands zu erkennen. Dies ist im Wesentlichen durch die im Wälzlager wirkenden Schmierverhältnisse zu erklären. Dagegen bewirkt eine höhere Kraftbelastung eine deutliche Reduzierung des gemessenen Widerstands. Ab einer höheren axialen Kraft ist die Kontaktfläche so groß, dass der

Strom ungehindert vom Innenring des Wälzlagers über die Wälzkörper zum Außenring fließen kann. Der gemessene ohmsche Widerstand beeinflusst dabei das Messergebnis nicht mehr wesentlich.

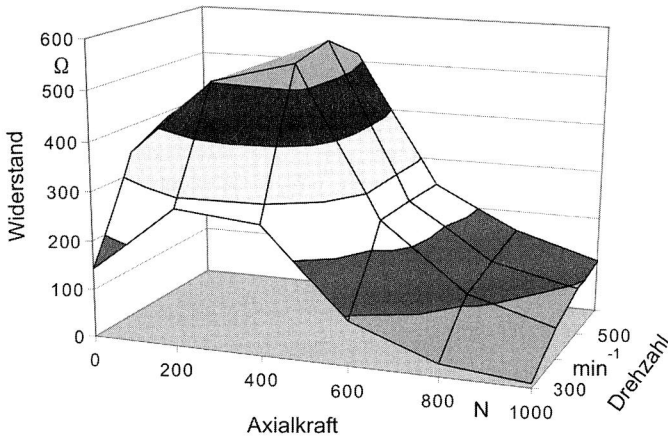


Bild 43: Abhängigkeit des Widerstands von Drehzahl und Axialkraft

Bei der Vorschubachse wurde für die Axialkraftmessungen eine Drehzahl von 500 min^{-1} gewählt, da bei einer Axialkraft von 1 kN der ohmsche Widerstand ca. 100Ω beträgt. Jedoch sind weitere Untersuchungen der Axialkraft direkt an der Versuchsachse durchzuführen, um bei zusätzlicher Verwendung von Schleifringübertrager die Messgenauigkeit zu erhöhen.

Fazit

Grundsätzlich ist mit konventioneller Sensorik die am Wälzlager wirkende Axialkraft erst ab einigen Kilonewton messbar. Bei geringeren Kräften ist eine exakte Messwerterfassung mit dieser Sensorik durch hohe Vorspannkraft der Schrauben problematisch. Dies widerspricht den gestellten Messanforderungen, da bei den Wälzlagern schon geringe Belastungen in axialer Richtung zu einer Reduzierung der geforderten Lebensdauer führen. Für diese Anwendung sind somit konventionelle Sensoren unzureichend.

Dagegen ermöglicht die Widerstandsmessung zwischen Außen- und Innenring des Wälzlagers zwar eine Ermittlung der wirkenden Axialkraft schon bei geringen Belastungen, jedoch erfordert diese Messmethode für exakte Ergebnisse den Einsatz von einem Schleifringübertrager und zusätzliche Anpassung an die Einsatzbedingungen. Trotz dieser Nachteile bietet die Widerstandsmessung eine kostengünstige Alternative zu am Markt erhältlichen Sensoren, da nur sehr geringe Investitionen benötigt werden.

6 Entwicklung, Bewertung und Optimierungsnachweis der mechatronischen Spanneinheit „MeSpa“

Die innovative mechatronische Spanneinheit (MeSpa) hat die Aufgabe eine beidseitige Festlagerung zu ermöglichen und zusätzlich die thermische Ausdehnung der Spindel zu gewährleisten. Damit dies erfolgreich umgesetzt werden kann, sind genaue Kenntnisse der Axialausdehnung und dem daraus benötigten Kompensationsweg erforderlich, die messtechnisch zu ermitteln sind. Darüber hinaus wird ein Vergleich zwischen berechneten und experimentell bestimmten Werten der thermischen Ausdehnung durchgeführt. Anhand dieser Ergebnisse wurden drei verschiedene Konstruktionslösungen der mechatronischen Spanneinheit entwickelt, die sich bezüglich der Kraftrealisierung, benötigtem Regelungsaufwand, zusätzlicher Integrationskosten sowie erforderlichem Platzbedarf unterscheiden.

Anschließend sind die Lösungen einer systematischen Bewertung unterzogen worden, damit das geeignetste Konzept herauskristallisiert werden kann. Entsprechend dem Ergebnis erfolgt die Umsetzung mit der Herstellung der benötigten Komponenten und Implementierung der Spanneinheit sowie ein Systemtest. Anhand der Widerstandsmessung wurde die Regelung der MeSpa realisiert und an zahlreichen Versuchen validiert. Um das erreichte Optimierungsergebnis nachzuweisen wurden die Eigenfrequenzen sowohl bei fest-los gelagerten als auch bei der beidseitigen Festlagerung der Vorschubachse durchgeführt und die Ergebnisse analysiert. Durch die Ermittlung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge wurde das dynamische Verhalten der beiden Lagerarten ermittelt und charakterisiert.

6.1 Axialausdehnung der Spindel

6.1.1 Messaufbau

Für die mechatronische Spanneinheit MeSpa muss vorerst der Kompensationsweg bestimmt werden, der durch die Messung der axialen Ausdehnung zu ermitteln ist. Wird ein festes Material auf höhere Temperatur gebracht, so dehnt es sich mehr oder weniger stark aus. Bei bekannter Temperaturdifferenz und der Spindellänge ist die axiale Ausdehnung mit folgender Formel zu berechnen [15], [53], [93]:

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T \quad (\text{Gl. 28})$$

wobei der thermische Ausdehnungskoeffizient für unlegierten Stahl $\alpha=12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ beträgt [93]. Dieser Wert entspricht der Längenänderung eines Körpers in einer bestimmten Richtung, die bei einer Temperaturerhöhung um 1 K hervorgerufen wird.

Um diese Ausdehnung messtechnisch zu erfassen wird zusätzliche Sensorik benötigt, die die Wegänderung in Mikrometerbereich genau ermitteln kann. Besonders geeignet dafür sind Abstandssensoren, die das Laser-Triangulation Messprinzip nutzen und sich durch eine gute Auflösung auszeichnen. Die Triangulation beruht auf geradliniger Aus-

breitung des Lichtes unter Ausnutzung der trigonometrischen Beziehungen. Bei der Realisierung eines Laser-Triangulationssensors wird das Licht aus einer entsprechenden Laser-Quelle über eine Strahlformungsoptik auf die Werkstückoberfläche fokussiert und der entstehende Lichtpunkt auf einen Positionsdetektor in einem bestimmten Winkel abgebildet [101]. Bei der Änderung des Messobjektabstands wird auch die Position des projizierenden Lichtpunkts auf dem Detektor um eine Strecke Δh verschoben. Anhand trigonometrischer Beziehungen kann, bei bekannter Strecke Δh , der Abstand vom Messobjekt ermittelt werden. Der breite industrielle Einsatz dieser Sensoren ist durch hohe Investitionskosten und dem geringen Messbereich sowie die Abhängigkeit der Messgenauigkeit von der Oberflächenbeschaffenheit des Messobjekts beschränkt.

Entsprechend der Randbedingungen müssen für diese Aufgabe Sensoren eingesetzt werden, die eine hohe Messgenauigkeit besitzen. Die Versuchsschneide verfügt über eine Spindellänge von 1940 mm, und die entsprechende theoretische Ausdehnung beträgt bei einem Temperaturzuwachs von 30 K ca. 0,5 mm. Für die Untersuchungen wurde ein Laser-Triangulation-Abstandssensor mit sehr hoher Auflösung eingesetzt (Bild 44). Dieser besitzt eine Messgenauigkeit von 0,2 μm bei einem Messbereich von 2 mm.

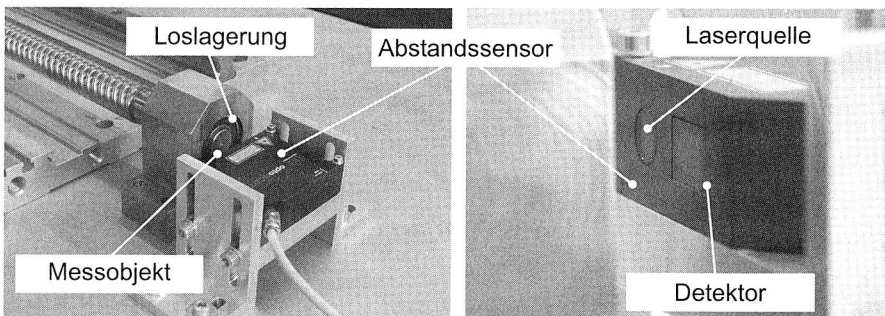


Bild 44: Messaufbau für die Messung der Axialausdehnung

Der Laserstrahl des Abstandssensors fällt senkrecht auf das Spindelende der Loslagerseite und erfasst die Längenänderung, hervorgerufen durch den Temperaturzuwachs der Vorschubachse. In der Regel ist die Messung der axialen Verschiebung kein zeitkritischer Prozess, da er durch einen langsamen Zuwachs charakterisiert ist. Die Ausdehnung wurde bei diesen Untersuchungen mit einer Periode von 1 min abgetastet. Die Messeinrichtung ist zusätzlich über eine serielle Schnittstelle mit einem Messrechner verbunden und ermöglicht somit eine Datenvisualisierung und -sicherung.

6.1.2 Ergebnisse

Diese Untersuchungen wurden parallel zu den Temperaturmessungen durchgeführt. Es gelten somit die festgelegten Parametervariationen aus dem Kapitel 4, Tabelle 7. Damit die thermische Ausdehnung ermöglicht wird, verfügt die Spindel über eine Fest-Los-Lagerung. Gemäß den messtechnischen Angaben wurde die entsprechende Standardab-

weichung berechnet. Einige Ergebnisse dieser Untersuchungen sind im Bild 45 dargestellt mit dem Verfahrenweg als Parametervariation.

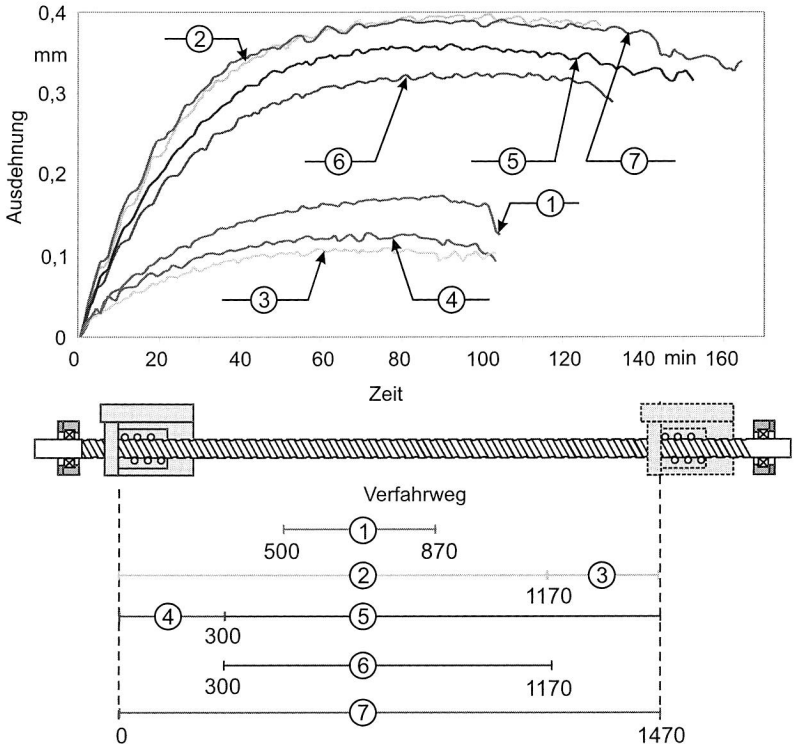


Bild 45: Axiale Ausdehnung bei unterschiedlichen Verfahrenwegen von 0-2000 Hübten

Die unterschiedliche Länge der Messlinien ist durch die Verfahrenwegdifferenz bedingt, sodass beispielsweise die Messdauer von 2000 Hübten bei kleineren Wegen in kürzerer Zeit beendet wird. Erwartungsgemäß verhält sich die axiale Ausdehnung der Spindel analog zur mittleren Spindeltemperatur (Bild 31), da diese direkt proportional zur Ausdehnung ist (Gl. 28). Die Stirnfläche verfügt über eine gewisse Unebenheit, die eine Streuung der Messparameter verursacht. Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass eine Erhöhung der mittleren Spindeltemperatur um 20 K eine Axialausdehnung von etwa 0,4 mm zur Folge hat. Der größte Ausdehnungszuwachs ist im ersten Drittel der Gesamtmessdauer zu verzeichnen, danach fällt diese Zunahme deutlich geringer aus. In Abhängigkeit vom Verfahrenweg sind in der Regel 60-80 min erforderlich, bis die Betriebstemperatur erreicht wird. Für die mechatronische Spanneinheit bedeuten diese Erkenntnisse eine Regelaufgabe maximal bis zum Erreichen der Betriebstemperatur.

Die messtechnisch ermittelte axiale Ausdehnung wurde anschließend einem Vergleich mit den theoretisch berechneten Ergebnissen unterzogen (Bild 46). Daraus ist zu erkennen, dass die gemessene und die theoretische Ausdehnung weitgehend übereinstimmen. Die Abweichungen bei höheren Temperaturdifferenzen begründen sich durch die Messungenauigkeit bei der Ermittlung der mittleren Spindeltemperatur. Für die Konstruktion der mechatronischen Spanneinheit ist ein Kompensationsweg von maximal 1 mm erforderlich.

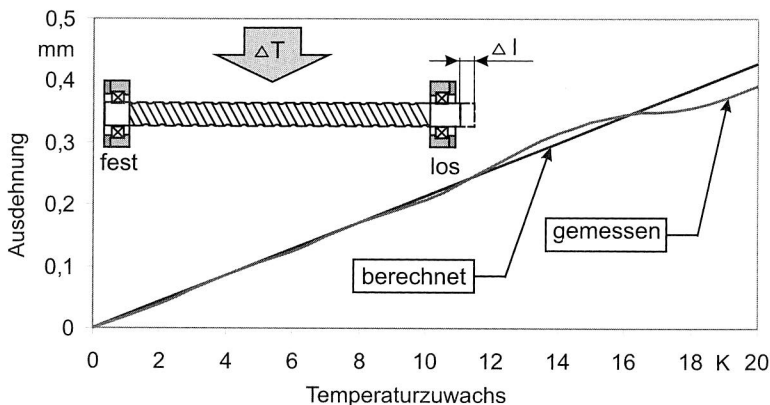


Bild 46: Vergleich der theoretischen und der gemessenen Ausdehnung

Grundsätzlich genügen schon geringe Axialbelastungen, um die normierte Lebensdauer der Wälzlager nachhaltig zu reduzieren. Bereits eine Temperaturerhöhung von 2 K führt unmittelbar zu einer deutlichen Senkung der erreichten Lagerlebensdauer. Somit sind Temperaturdifferenzen über 2 K ohne eine aktive Kompensation der thermischen Ausdehnung für die Lagerung wirtschaftlich nicht akzeptabel.

Anhand dieser Voruntersuchungen lässt sich für die Entwicklung der mechatronischen Spanneinheit zusammenfassend feststellen, dass diese einen Kompensationsweg von ca. 1 mm benötigt und der Ausgleich der thermischen Ausdehnung schon ab 0,05 mm beginnen soll. Die Zeit bis zum Erreichen der Betriebstemperatur der Versuchsachse beträgt ca. 60-80 min und kann als die Einsatzzeit der mechatronischen Spanneinheit angenommen werden.

6.2 Entwicklung alternativer Spannsysteme

6.2.1 Randbedingung für die Entwicklung der Spanneinheit

Damit die mechatronische Spanneinheit industriell eingesetzt werden kann, muss diese an die Gegebenheiten einer Werkzeugmaschine angepasst werden. Somit sind folgende Anforderungen an den Konstruktionsentwurf des Systems gestellt:

- Eine einfache Konstruktion mit wenigen Komponenten, um einen schnelle Integration zu gewährleisten und bei Störungen schnell reagieren zu können
- Eine axiale Haltekraft von 5 kN, damit die entstehenden Axialkräfte von der Spanneinheit aufgenommen werden können
- Radiale und axiale Fixierung des Lagergehäuses, um die beidseitige Festlagerung zu erreichen
- Möglichkeit des automatischen Betriebs, da dieses System direkt in die Werkzeugmaschine integriert und die Betätigung mit Hilfe eines Messrechners oder Mikrocontrollers realisiert werden soll
- Das System soll kostengünstig sein und möglichst viele Standardkomponenten beinhalten, sowie Komponenten oder Antriebsysteme, die schon in einer Werkzeugmaschine standardmäßig vorhanden sind
- Geringer Platzbedarf für die Konstruktion, da diese im Werkzeugmaschinenbett integriert werden soll, sodass nur ein begrenzter Bauraum zur Verfügung steht
- Eine axiale Verschiebung der Achse bis zu 1 mm, da dieses System auch für längere Achsen eingesetzt werden soll
- Einfache Montage und Zugänglichkeit der eingesetzten Komponenten
- Kein Steifigkeitsverlust der Vorschubachse durch die Spanneinheit

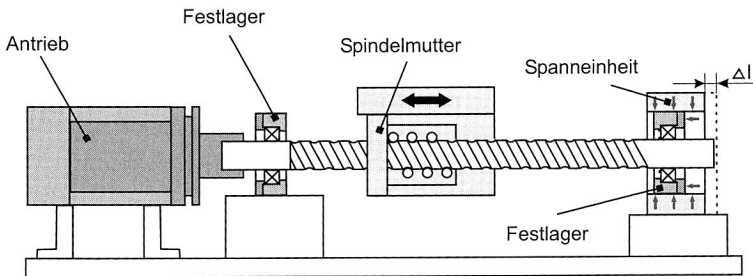


Bild 47: *Prinzipische Skizze der Spanneinheit*

Das Prinzip der mechatronischen Spanneinheit ist in Bild 47 dargestellt. Die Kompensation der thermischen Ausdehnung wird durch das Verschieben des gesamten Lagergehäuses um einen Weg Δl mittels der mechatronischen Spanneinheit ermöglicht. Zudem wird mit diesem System eine Lagerentlastung gewährleistet. Im folgenden Kapitel werden drei unterschiedliche Lösungsprinzipien betrachtet und diese anschließend einer Eignungsbewertung unterzogen.

6.2.2 Realisierung der Spannkraft

Das Grundprinzip der mechatronischen Spanneinheit beruht auf der radialen und axialen Fixierung des Lagergehäuses und der Möglichkeit, die thermische Ausdehnung durch Lösen der Spannkraft zu zulassen. Die Steifigkeit des Gesamtsystems darf dabei durch das Lösen der Spannkraft nicht beeinflusst werden. An die Spannkraftrealisierung sind folgende Anforderungen gestellt:

- eine Klemmkraft von 5 kN
- problemloses Lösen der Klemmkraft
- Regelungsmöglichkeit
- Zuverlässigkeit des Gesamtsystems
- geringe Integrationskosten

Neben der Spannkraft wirkt auf die Spanneinheit während des Bearbeitungsprozesses die Zerspangkraft, sodass eine Klemmkraft von mindestens 5 kN benötigt wird. Darüber hinaus ist auch der erforderliche Regelungsaufwand der mechatronischen Spanneinheit MeSpa von großer Bedeutung. Zudem ist die Zuverlässigkeit des Systems abzuschätzen sowie das Systemverhalten bei Überbelastungen zu beurteilen. Zielgerichtet werden verschiedene Systeme in Betracht gezogen, beginnend von einer Systemlösung mit zwei möglichen Positionen (offen und geschlossen) bis zu einer komplett geregelten Spanneinheit. Des Weiteren ist eine Gegenüberstellung verschiedener Lösungen bezüglich des Integrationsaufwands und den zusätzlichen Kosten aufzustellen.

Heutzutage bestehen unterschiedliche Möglichkeiten eine Spannkraft zu realisieren, die sich in Höhe und Art der Kraftaufbringung sowie dem erforderlichen Platzbedarf unterscheiden. In der Regel kann die Spannkraft durch:

- rein mechanische
- fluidische
- elektromechanische

Lösungen bereitgestellt werden.

Die rein mechanischen Klemmelemente haben schlechte Regeleigenschaften, die wiederum den gestellten Anforderungen an die Automatisierbarkeit des Systems widersprechen. Somit wird diese Lösungsmöglichkeit für die Realisierung der mechatronischen Spanneinheit nicht weiter betrachtet. Jedoch können die guten Regeleigenschaften von Elektromotoren in Kombination mit einem mechanischen System durchaus für die Spannkraftrealisierung herangezogen werden.

Als fluidische Elemente kommen Hydraulik- und Pneumatiksysteme für die Spannkraftrealisierung in Frage. Gegenüber der Pneumatik hat die Hydraulikanlage deutliche Vorteile, die sich zum einen durch die Realisierung höherer Haltekräfte und zum anderen durch die hohe Verfügbarkeit von Hydrauliksystemen in Werkzeugmaschinen auszeichnen. Dem gegenüber steht der beträchtlichere Aufwand für die Abdichtung und höhere Betriebskosten. Eine Kombination aus einem fluidischen und mechanischen System ist für die Erfüllung der Aufgabenstellung denkbar.

Für hochgenaue Positionieraufgaben, kleine Zustellbewegungen oder zur Erzeugung hoher Kräfte werden als Antriebselemente Piezo-Aktoren eingesetzt, die zu den elektromechanischen Systemen gehören [132]. Die gesamte Axialkraft muss von der mechatronischen Spanneinheit gehalten werden, sodass für die Ausführung der Zustellbewegung die Piezo-Aktoren ungeeignet sind. Außerdem werden mehrere Aktoren für die Aufgabenerfüllung benötigt, die zu einer erheblichen Kostensteigerung des Gesamtsystems führt. Da der Schwerpunkt dieses Entwicklungsvorhabens unter anderem bei

einer kostengünstigen Lösung liegt, ist der Einsatz vom Piezo-Aktoren für die Realisierung der Spannkraft ausgeschlossen.

6.2.3 Konstruktionslösungen der mechatronischen Spanneinheit

Die gestellten Anforderungen können beispielsweise problemlos durch den Einsatz von elektromechanischen oder hydraulischen Systemen erfüllt werden. Für die Realisierung der Spannkraft wurden drei unterschiedliche Konzepte bezüglich der Kraftrealisierung und des Regelungsaufwands betrachtet.

Spannkraftrealisierung durch Kegelmessung

Eine Möglichkeit, das Lagergehäuse radial und axial zu fixieren, ist die mechanische Klemmung durch die Kegelsitzverbindung. Dabei besteht das Lagergehäuse aus einem kegelförmigen Innenteil, in dem das Festlager integriert ist und einem zweiten Außenenteil, das in die Umgebungsstruktur eingebettet ist (Bild 48). Ein verschiebbarer Ringkeil wird mit einer definierten Kraft zwischen den zwei Gehäusekomponenten gepresst, sodass die Spannkraft durch die entstehende Reibkraft realisiert wird. Der Kegel der Innengehäuses hat einen Neigungswinkel von $\alpha_N = 5^\circ 43' 29''$, wodurch eine Selbsthemmung des Kegelsitzes ermöglicht wird.

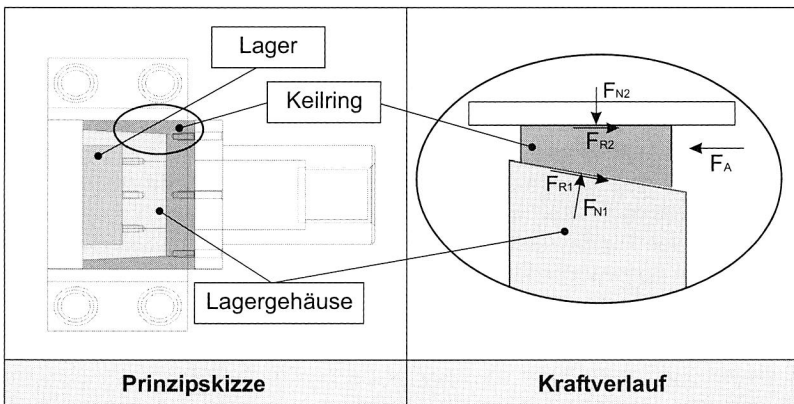


Bild 48: Prinzipskizze und Kraftverlauf der Spannkraftrealisierung durch den Kegelsitz

Für das Bewegen des Ringkeils wird eine Axialkraft benötigt, die durch ein Hydraulik- oder Pneumatiksystem realisiert werden kann. Dabei haben Hydrauliksysteme einige Vorteile, wie beispielsweise höhere Kräfte bei geringem Platzbedarf. Zusätzlich benötigt diese Konstruktionslösung einen Kurzhubzylinder mit einer Kraft von ca. 15 kN, damit die gestellte Anforderung von 5 kN Haltekraft erfüllt wird. Bei dieser Form der Spannkraftrealisierung wird die Vorschubachse erst nach dem Erreichen der Betriebstemperatur gespannt. Insofern verfügt die Spindel in der ersten Betriebsstunde vor dem Spannvorgang über eine Fest-Los-Lagerung, was zu einem deutlichen Steifigkeitsverlust führt.

Spannkraftrealisierung durch Feingewinde und Elektromotor

Für die Fixierung des Lagergehäuses kann, neben der Ausnutzung der Keilwirkung, die genaue Position des Festlagers über ein Feingewinde bestimmt und somit die thermische Kompensation der Spindel ermöglicht werden. Das Funktionsprinzip beruht auf der Umsetzung der Rotationsbewegung des Motors in eine translatorische Bewegung des Lagergehäuses durch das Feingewinde. Dazu wird ein Flansch benötigt, der auf der einen Seite mit dem Lagergehäuse verbunden und auf der gegenüberliegenden Innenseite mit einem Feingewinde ausgestattet ist (Bild 49). Die Voraussetzung für die genaue Positionierung des Lagergehäuses ist die Spielfreiheit des Gewindes. In der Regel besitzt jedes Gewinde ein bestimmtes Spiel, sodass eine Vorspannung zwingend erforderlich ist. Außerdem ist es notwendig, das exakte Temperaturverhalten der Spindel oder den genauen Axialkraftverlauf am Lager für die Positionsregelung zu kennen.

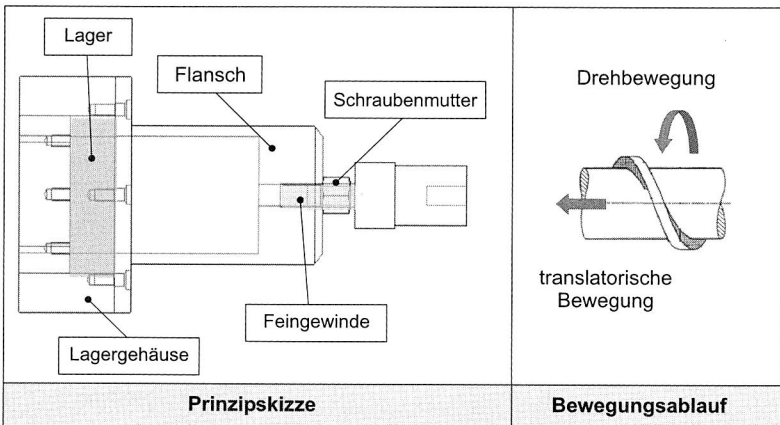


Bild 49: Prinzipskizze und Bewegungsablauf bei der Spannkraftrealisierung über das Feingewinde

Über einen Servomotor wird die Kraft bereitgestellt, die für das Halten einer Position und das Bewegen des Gewindes notwendig ist. Zusätzlich ist eine Lagerung der Motorwelle erforderlich, da diese Antriebe einerseits nur für geringe Axialbelastung ausgelegt sind und andererseits das vorgeschaltete Getriebe ein bestimmtes Spiel aufweist. Die Systemsteifigkeit ist unter anderem durch den Schraubendurchmesser begrenzt.

Spannkraftrealisierung durch Klemmelemente

Abgesehen von Speziallösungen können bereits bestehende Standardkomponenten für die Realisierung der Spannkraft herangezogen werden. Dazu gehören beispielsweise verschiedene Klemmelemente oder Bremsen, wie sie bei Linearführungen für die Fixierung des Schlittens in einer bestimmten Position verwendet werden. Die Klemmelemente sind meistens schwimmend auf der Führungsschiene gelagert, d. h. es besteht kein Kontakt der Klemmprofile mit der Linearführung während der Linear-

bewegung. Dadurch werden Relativbewegungen vermieden, die durch einseitige Fixierung entstehen können. Die Kraft kann auf unterschiedliche Art realisiert werden:

- rein mechanisch
- pneumatisch
- elektrisch
- hydraulisch

Während des Klemmprozesses werden die Kontaktprofile vom jeweiligen Medium synchron gegen die Profilschienenführung gepresst. Bei der mechanischen Ausführungsform sind Kräfte bis zu 2 kN realisierbar. Aus Automatisierbarkeitsgründen ist für die geplante Anwendung der Einsatz dieser Komponenten ungeeignet. Auch bei den elektrischen Klemmelementen sind die erreichbaren Kräfte für die geforderte Spannkraftrealisierung unzureichend. Spezielle pneumatische Klemmelemente können zwar in Mehrfachausführung die erforderliche Kraft aufbringen, um aber eine systemoptimale Fixierung zu erhalten, ist es vorteilhaft, auf hydraulische Ausführungsformen zurückzugreifen. Die realisierbaren Kräfte hängen linear vom Hydraulikdruck ab. Die Haltekräfte werden dabei ausschließlich über Reibkräfte aufgebracht (Bild 50) und die großflächigen Profile der Klemmelemente über das jeweilige Wirkmedium gegen die Freiflächen der Schienenführung gepresst. Je nach Größe und Druck besitzen diese Komponenten verschieden große Losbrechgrenzen, ab welcher sie der Axialkraft nicht mehr standhalten können.

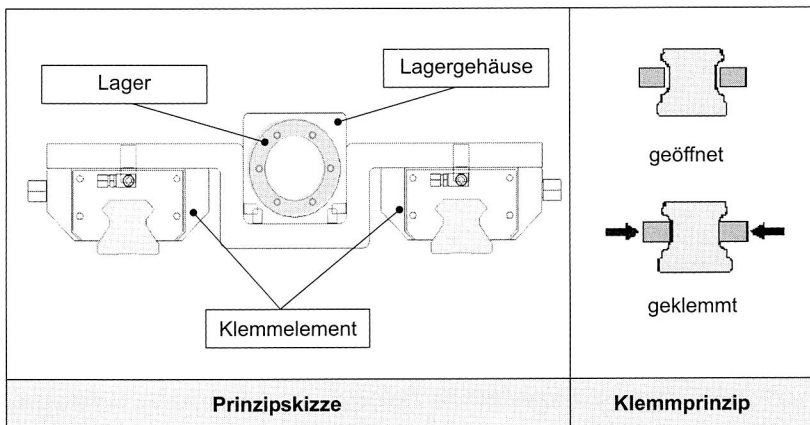


Bild 50: Prinzipskizze bei der Spannkraftrealisierung mit Klemmelementen

Die vorgestellten Möglichkeiten der verschiedenen Kraftrealisierung haben Unterschiede in Bezug auf den erforderlichen Platzbedarf, den Regelungsaufwand und den Montageaufwand für die Implementierung. Die vorgestellten Konstruktionslösungen werden im nachfolgenden Kapitel diesbezüglich näher bewertet.

6.3 Systematische Bewertung der Konzeptlösungen

Damit die geeignetste Lösung der Spanneinheit für den Einsatz in Werkzeugmaschinen herausgefiltert wird, ist eine Gegenüberstellung der vorgestellten Konstruktionen und die systematische Bewertung unerlässlich. Hierfür werden sie nach verschiedenen Gesichtspunkten verglichen, die in folgende Stufen unterteilt wurden:

- Integrationsaufwand
- Regelungsaufwand
- Kosten der Spanneinheiten

Im weiteren Verlauf wird die Konstruktion mit Ringkeil als **MeSpa-R**, mit Elektromotor als **MeSpa-E** und mit Klemmelementen als **MeSpa-K** bezeichnet.

6.3.1 Integrationsaufwand für die mechatronische Spanneinheit

Ein wesentlicher Kostenfaktor stellt der benötigte Integrationsaufwand dar. Damit dieser abgeschätzt werden kann, erfordert dies eine zusätzliche Konstruktionsbewertung von folgenden Punkten:

- Herstellungsaufwand
- Montageaufwand
- Demontageaufwand

Die Verwendung von Standardkomponenten ermöglicht eine deutliche Kostenreduzierung verglichen mit der Sonderanfertigung von Spanneinheitskomponenten. Folglich ist bei den Konstruktionslösungen auf die Integration von möglichst vielen Standardkomponenten zu achten. Eine Gegenüberstellung der drei Konzeptlösungen mit den dazugehörigen Komponenten ist in Tabelle 9 dargestellt.

	MeSpa-R	MeSpa-E	MeSpa-K
Standardkomponenten	Hydraulikzylinder Befestigungsschrauben	Schrittmotor Lagereinheit Befestigungsschrauben	Klemmelemente Rollenumlaufeinheiten Befestigungsschrauben
Eigenfertigung	Lageraußengehäuse Lagerinnengehäuse Ringkeil Flansch	Lagergehäuse Flansch Nabe	Befestigungsplatte Lagergehäuse

Tabelle 9: Gegenüberstellung von benötigten Komponenten der unterschiedlichen Konstruktionslösungen

Daraus ist zu erkennen, dass die MeSpa-R und MeSpa-E einen deutlich höheren Anteil an Komponenten besitzen, die speziell für die Spanneinheit hergestellt werden müssen. Dagegen besteht die MeSpa-K vergleichsweise aus mehreren Standardkomponenten, wodurch der benötigte Herstellungsaufwand von Zusatzkomponenten deutlich geringer ausfällt.

Komponenten, die speziell für die mechatronische Spanneinheit hergestellt werden müssen, benötigen zudem unterschiedliche Fertigungstoleranzen. Die höchste Genauigkeitsanforderung wird bei der MeSpa-R benötigt. Vor allem ist die Fertigung des Lagergehäuses mit hohem Aufwand verbunden, der einerseits durch die Kegelform des Innengehäuses und andererseits durch eine konische Bohrung des Außengehäuses gekennzeichnet ist. Auch die MeSpa-E benötigt spezielle Anfertigung von Zusatzkomponenten, jedoch ist das dabei geforderte Toleranzfenster deutlich breiter als bei der MeSpa-R. Der hohe Anteil an Standardkomponenten bewirkt bei der MeSpa-K, dass nur das Lagergehäuse und die dazugehörige Befestigungsplatte zusätzlich hergestellt werden müssen. Bezüglich des Herstellungsaufwands ist ein deutlicher Vorteil bei der MeSpa-K zu erkennen, da die anderen beiden Lösungen einen hohen Anteil an Sonderteilen aufweisen. Jedoch sind die Kosten für die benötigten Klemmelemente nicht zu vernachlässigen.

Damit die gesamten Montagekosten und -zeiten verkürzt werden, soll die Integration der Spanneinheit möglichst einen geringen Montageaufwand verursachen. In Tabelle 10 ist ein Vergleich der wichtigsten Montageparameter dargestellt.

	MeSpa-R	MeSpa-E	MeSpa-K
Montagetoleranzen	--	+	+
Zugänglichkeit	-	o	+
Zusatzwerkzeuge	o	-	o
Dichtungsaufwand	o	++	--
Montagedauer	--	o	+

-- *schlecht* - *ungünstig* o *ausreichend* + *gut* ++ *sehr gut*

Tabelle 10: *Benötigter Montageaufwand für die jeweilige Konstruktionslösung*

Die Voraussetzung für die Funktionsfähigkeit der MeSpa-R ist eine exakte Abstimmung der drei Komponenten Lageraußengehäuse, Ringkeil und Lagerinnengehäuse erforderlich, wodurch unvermeidlich ein hoher Montageaufwand entsteht. Der Kurzhubzylinder ist mit dem Ringkeil fest verbunden und ermöglicht durch seinen Verfahrensweg die Fixierung der mechatronischen Spanneinheit. Zusätzlicher Aufwand besteht in der exakten Positionierung und Einstellung des Hydraulikzylinders, da das Lagergehäuse mit einer vertretbaren Kraft gespannt werden soll und sogar geringe Positionsabweichungen des Hydraulikzylinders sich direkt auf die erreichbare Spannkraft auswirken. Die Anwendung der Keilwirkung ermöglicht zwar eine einfache Zentrierung der verwendeten Komponenten, jedoch verursacht die Forderung nach der exakten Positionierung des Hydraulikzylinders zusätzliche Montagekosten.

Dem gegenüber fällt der Montageaufwand für die MeSpa-E deutlich geringer aus, da sowohl die geforderten Fertigungs- als auch Montagetoleranzen deutlich größer sind. Die Integration der Spanneinheit wird durch das Verschrauben an das bestehende Lagergehäuse realisiert. Vor der Inbetriebnahme ist eine einmalige Justage der Motor-

position erforderlich. Die Anforderung, ein spielfreies Gewinde zu realisieren, bereitet einen zusätzlichen Aufwand, der durch die Vorspannung des Gewindes erreicht wird. Dazu werden zwei Muttern gegeneinander verspannt und anschließend über eine zusätzliche Schraubverbindung fest auf dem Flansch befestigt. Somit besteht eine feste Verbindung zwischen der Schraubenmutter und dem Flansch, wodurch eine Vorspannung über die gesamte Lebensdauer gewährleistet wird. Für die benötigte Rotationsbewegung wird über eine Nabe das Gewinde mit dem Antriebsmotor verbunden. Zusätzlich ist eine Festlagerung der Nabe vorgesehen, damit die Axialkraft nicht in den Motor eingeleitet wird.

Im Vergleich zu den vorgestellten Lösungen ermöglicht die MeSpa-K durch die Anwendung von Standardkomponenten einen deutlich niedrigeren Montageaufwand. Jedoch muss gewährleistet werden, dass die beiden Rollenumlaufeinheiten parallel zueinander verlaufen und die Befestigungsplatte horizontal aufliegt. Das Lagergehäuse wird mit Hilfe von einfachen Schraubenverbindungen über eine Befestigungsplatte auf die Klemmelemente fixiert. Außerdem benötigt diese Lösung einen bestimmten Hydraulikdruck der bereitgestellt werden muss sowie zusätzlichen Aufwand für die Abdichtung des Systems. Je nach der Höhe des Hydraulikdrucks steigen auch der Dichtungsaufwand und die dazugehörigen Kosten.

Damit geringe Ausfallzeiten, die durch Wartungsarbeiten anfallen, gewährleistet werden können, erfordert es einer einfache Demontage und Zugänglichkeit der Komponenten. In der Regel ist bei der Demontage ein vergleichsweise gleicher Aufwand zu erwarten, abgesehen von der erforderlichen Justage, die bei der Montage erforderlich ist. So ist bei der MeSpa-R der größte Demontageaufwand zu erwarten. Darüber hinaus entstehen zusätzliche Wartungs- und Entsorgungskosten, sowohl bei der MeSpa-R als auch bei der MeSpa-K, durch den Einsatz von Hydrauliksystemen.

Abschließend lässt sich aus dieser Beurteilung ableiten, dass die Lösungen mit den Klemmelementen MeSpa-K und dem Elektromotor MeSpa-E vergleichsweise mit ähnlichem Integrationsaufwand verbunden sind.

6.3.2 Platzbedarf der Konstruktionslösungen

Aus baulichen und Kostengründen ist der Einsatz der mechatronischen Spanneinheit MeSpa erst für große Werkzeugmaschinen interessant, die beispielsweise einen Spindeldurchmesser von 40 mm und eine Achsenlänge von über zwei Metern besitzen. Ab dieser Spindellänge bietet die mechatronische Spanneinheit mit der beidseitigen Festlagerung deutliche Vorteile, die sich durch höhere biegekritische Drehzahl und Systemsteifigkeit auszeichnet. In einer Werkzeugmaschine ist der vorhandene Raum für die Integration der mechatronischen Spanneinheit begrenzt, sodass zusätzlich der erforderliche Platzbedarf bei der Konstruktionsauswahl zu berücksichtigen ist. Alle Konstruktionslösungen sind an die vorhandene Versuchsachse angepasst. Diese bietet die Flexibilität, sowohl eine Festlagerung (Spindeldurchmesser 30 mm) als auch eine Loslagerung (Spindeldurchmesser 25 mm) zu realisieren, wodurch dieses Spindelende im Vergleich zum Werkzeugmaschineneneinsatz um ca. 100 mm länger ausfällt. Dies ist vor al-

lem für MeSpa-R und MeSpa-E relevant, da eine spätere platzoptimierte Lösung für eine bestimmte Werkzeugmaschine um diesen Betrag reduziert werden kann. Zunächst sollen hier die drei vorgestellten Lösungen vom Platzbedarf her betrachtet werden.

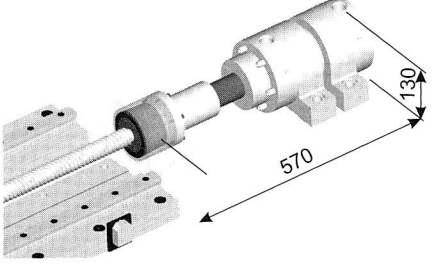
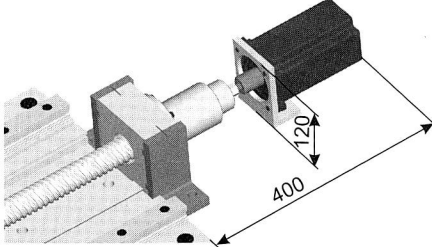
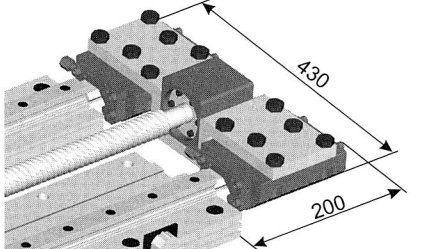
<p>MeSpa-R</p> <p>Spannkraft: Kegelwirkung Regelungsgrad: ungeregelt Raumbedarf: 570x200x130 mm Volumen: 1482·10³ mm³</p>	
<p>MeSpa-E</p> <p>Spannkraft: el. Motor Regelungsgrad: geregelt (Axialkraft) Raumbedarf: 80x140x120 mm Volumen: 638·10³ mm³</p>	
<p>MeSpa-K</p> <p>Spannkraft: hyd. Klemmung Regelungsgrad: gesteuert (zeitlich) Raumbedarf: 200x430x110 mm Volumen: 946·10³ mm³</p>	

Bild 51: Vergleich des Platzbedarfs verschiedener Konstruktionslösungen

In Bild 51 ist ein Konstruktionsvergleich in Bezug auf den erforderlichen Bauraum dargestellt. Den größten Platzbedarf nimmt vergleichsweise die MeSpa-R in Anspruch. Ein Optimierungspotential ist durch die geeignete Wahl des Hydraulikzylinders und die Reduzierung der Flanschlänge gegeben. Auch die MeSpa-E verfügt über eine relativ große Länge, die durch weitere Optimierungsmaßnahmen um einige Zentimeter verkürzt werden können. Ebenfalls ist die Implementierung der MeSpa-K in die Werkzeugmaschine mit zusätzlicher Anpassung verbunden, da der vorhandene Platz einer Werkzeugmaschine für einen möglichen nachträglichen Einbau zunächst unzureichend ist. Alternativ dazu ist die Realisierung der Spannkraft mit Hilfe eines Klemmelements möglich, unter der Berücksichtigung der erforderlichen Haltekraft. Im Vergleich lässt sich

feststellen, dass die MeSpa-E den geringsten Bauraum benötigt, der zusätzlich durch weitere Optimierungsmaßnahmen reduziert werden kann.

6.3.3 Erforderlicher Regelungsaufwand der Konstruktionen

Schon beim Konstruktionsentwurf wurden unterschiedliche Regelungsstufen vorgesehen, die sich in drei Kategorien –unregelmäßiges, gesteuertes und geregeltes System– unterteilen können. Die Begriffe Regelung und Steuerung sind nach DIN 19226 folgendermaßen definiert [88]:

„Das **Regeln**, die **Regelung** ist ein Vorgang, bei dem fortlaufend eine Größe, die Regelgröße (die zu regelnde Größe) erfasst, mit einer anderen Größe, der Führungsgröße, verglichen und im Sinne einer Angleichung an die Führungsgröße beeinflusst wird.“

„Das **Steuern**, die **Steuerung**, ist der Vorgang in einem System, bei dem eine oder mehrere Größen als Eingangsgrößen andere Größen als Ausgangsgrößen aufgrund der dem System eigentümlichen Gesetzmäßigkeiten beeinflussen.“

Schematisch dargestellt ist das Prinzip des Regelkreises im Bild 52. Das Grundprinzip der Regelung beruht auf der Rückkopplung der Istgröße, indem das Ausgangssignal eines Systems auf das Eingangssignal zurück wirkt, wodurch das Systemverhalten beeinflusst wird.

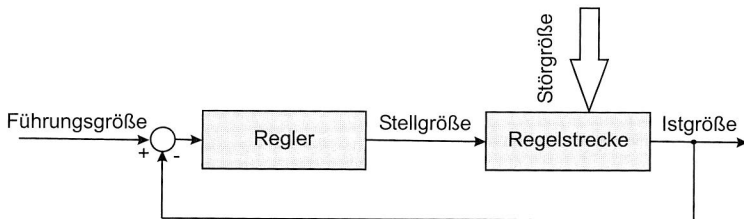


Bild 52: Schematische Darstellung eines Regelkreises [42]

Bezogen auf die mechatronische Spanneinheit sind schon in der Konzeptionsphase verschiedene Stufen der Automatisierbarkeit angestrebt worden. Die MeSpa-R stellt dabei den niedrigsten Grad dar, indem nur zwei Positionen (offen-geschlossen) der Spanneinheit vorgesehen sind. Dabei ist die Vorschubachse bis zum Erreichen der Betriebstemperatur als fest-los gelagert anzusehen, wodurch erhebliche Nachteile bezüglich der Steifigkeit und der erreichbaren Maximalgeschwindigkeit bis zu Fixierung des Lagergehäuses entstehen. Jedoch sind keine zusätzlichen Sensoren für die Erfassung der Istgröße notwendig, sodass diesbezüglich keine zusätzlichen Investitionskosten entstehen.

Dem gegenüber stellt die MeSpa-E ein geregeltes System dar, das anhand der Führungsgröße die Position des zweiten Lagergehäuses bestimmt. Während der gesamten Betriebsdauer ist eine Gewährleistung der beidseitigen Festlagerung gegeben, infolge-

dessen deutliche bessere Eigenschaften des Vorschubsystems erzielt werden können. Als Führungsgröße für diese Systemlösung sind grundsätzlich folgende Parameter geeignet:

- mittlere Spindeltemperatur oder
- Axialkraft am Wälzlager.

Wie im Kapitel 4.5 festgestellt wurde, benötigt die exakte Erfassung der Temperatur mehrere Sensoren, die über die gesamte Spindellänge verteilt sind. Deutlich kostengünstiger dagegen ist die Reglerauslegung unter der Verwendung der Axialkraft als Führungsgröße. Eine zuverlässige Funktionsfähigkeit dieser Konzeptlösung ist nur durch die genaue Messwerverfassung der Axialkraft möglich.

Dagegen kann eine Regelung, gemäß Definition, bei der MeSpa-K nicht aufgebaut werden, da eine Rückkopplung der Istgröße nicht zwingend erforderlich ist. Vielmehr besteht die Möglichkeit, durch die zeitliche Vorgabe der Klemmkraft die mechatronische Spanneinheit zu lösen und somit eine freie thermische Ausdehnung der Spindel zu ermöglichen. Die Konstruktion ist demnach ein gesteuertes System, bei dem nur eine Systemgröße beeinflusst wird ohne diese Auswirkung zusätzlich messtechnisch zu erfassen. Die Tabelle 11 zeigt den Regelungsgrad der unterschiedlichen Lösungen.

	Regelung	Führungsgröße	Stellgröße
MeSpa-R	ungeregelt	-	-
MeSpa-E	geregelt	Axialkraft	Winkelverstellung
MeSpa-K	gesteuert	Axialkraft / Zeit	Lösung der Klemmkraft

Tabelle 11: Regelungsgrad der Konstruktionslösungen

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die MeSpa-R ein ungeregeltes System darstellt und nur ein Schließen der Spanneinheit nach Erreichen der Betriebstemperatur vorgesehen ist. Außerdem können die Vorteile der beidseitigen Lagerung erst beim Erreichen der Betriebstemperatur genutzt werden. Dagegen ist der Regelungsaufwand der zweiten Lösung hoch und setzt exakte Kenntnisse der Axialkraft voraus. Zudem erfordert es eine entsprechende Messeinrichtung, um die wirkende Axialkraft im Betrieb zu erfassen. Die Position des Festlagers wird durch die Drehung des Motors um einen vorgesehenen Winkel bestimmt, damit die Ausdehnung der Spindel kompensiert wird. Während der gesamten Betriebsdauer ist die beidseitige Festlagerung und deren Vorteile gewährleistet. Bei der MeSpa-K ist die Möglichkeit einer Regelung aufgrund der Stellgröße sehr eingeschränkt. Es wird daher ein gesteuertes System realisiert, wobei die wirkende Klemmkraft gelöst wird und die Spindel sich frei ausdehnen kann.

6.3.4 Allgemeine Beurteilung der alternativen Spannsysteme

Die Bewertung der Spanneinheiten hat das Ziel, das geeignetste Lösungskonzept unter den vorgestellten Konstruktionen zu finden. Die betrachteten Systeme unterscheiden sich im Wesentlichen durch:

- Realisierung der Spannkraft
- möglichen Regelungsgrad
- beanspruchten Raumbedarf
- Integrationsaufwand

Tabelle 12 zeigt zusammenfassend den Vergleich der drei Konstruktionslösungen nach ausgewählten Kriterien.

	MeSpa-R	MeSpa-E	MeSpa-K
Steifigkeit	--	+	o
Regelungsaufwand	++	-	o
Kosten	--	+	-
Montageaufwand	--	o	-
Fertigungsaufwand	--	o	++
Dichtungsaufwand	o	++	--
Toleranzen	--	+	o
Belastung der Festlager	o	++	+
Platzbedarf	--	+	-
Funktionalität	o	++	++
Verhalten bei Überlast	o	+	-
Zuverlässigkeit	-	+	o
Wartungsaufwand	-	o	-

-- schlecht - ungünstig o ausreichend + gut ++ sehr gut

Tabelle 12: Konstruktionslösungen im Vergleich

MeSpa-R: Insgesamt betrachtet besteht eine sehr steife Verbindung, jedoch sind gegenüber den anderen beiden Konstruktionen mehrere Nachteile zu erkennen. Es entstehen aufgrund des erheblichen Fertigungsaufwands der Kegelverbindung und des beträchtlichen Montageaufwands hohe Kosten und ein erhöhter Verschleiß sowie die daraus resultierende geringere Lebensdauer der eingesetzten Komponenten. Darüber hinaus ist der benötigte Platzbedarf für die Systemintegration in eine Werkzeugmaschine in der Regel nicht vorhanden, sodass zusätzlich eine Anpassung der bestehenden Maschinenkomponenten durchgeführt werden muss. Die beidseitige Festlagerung kann erst nach dem Erreichen der Betriebstemperatur realisiert werden.

MeSpa-E: Gegenüber der ersten Lösung hat MeSpa-E deutliche Vorteile. Dabei handelt es sich um ein geregeltes System, das eine beidseitige Festlagerung während der gesamten Betriebsdauer gewährleisten kann. Zusätzlich ist diese mit einem deutlich niedrigeren Justageaufwand verbunden und die Genauigkeitsanforderungen für die Fertigung und Montage fallen geringer

aus. Des Weiteren benötigt diese Lösung den geringsten Bauraum, der darüber hinaus noch Optimierungspotential besitzt. Nachteilig wirkt sich auch bei dieser Lösung der zwingend erforderliche Messaufwand für den Axialkraftverlauf aus.

MeSpa-K: Es fallen durch die Verwendung von Standardkomponenten die Herstellungs- und dadurch auch die Montagekosten deutlich geringer aus. Im Gegensatz zur MeSpa-E sind die genauen Kenntnisse der Axialkraft für die Funktionserfüllung nicht zwingend erforderlich. Andererseits sind die Abmaße der Klemmelemente und die Steifigkeit des Systems direkt vom benötigten Hydraulikdruck abhängig. Ein negativer Aspekt ist die Bereitstellung eines hohen Hydraulikdrucks (über 100 bar) und die damit verbundene fachgerechte Abdichtung. Zudem kommen der hohe Platzbedarf sowie die Kosten für die Klemmelemente hinzu, wodurch weitere Nachteile dieser Konstruktionslösung erkennbar sind.

6.3.5 Lösungsauswahl

Nach der Beurteilung der Konstruktionen ist die Integration der ersten Lösung in Werkzeugmaschinen aus Kosten- und Platzgründen sowie einigen Nachteilen gegenüber den anderen Konzepten nicht zielführend, sodass zwischen MeSpa-E und MeSpa-K abzuwägen ist.

Der Einsatz von MeSpa-K ermöglicht eine beidseitige Festlagerung auch bei einer unbekanntem Axialkraft, wobei dieses Lösungskonzept allerdings mit hohem Platzbedarf verbunden ist. Zwar kann eine Platzreduzierung durch die Anwendung von nur einem Klemmelement realisiert werden, erfordert aber einen Öldruck von über 100 bar. Dies wiederum verursacht zusätzliche Investitionen für die Hydraulikkomponenten, die für diese Drücke standardmäßig nicht ausgelegt sind. Zudem sind Klemmelemente auf bestimmte Haltekräfte ausgelegt, sodass diese bei Überbelastungen das Lösen der Klemmkraft zur Folge hätten. Dagegen ist die MeSpa-E durch den geringen Platzbedarf sowie einen Verzicht auf das Hydrauliksystem und den damit verbundenen Dichtungs- aufwand gekennzeichnet, sodass dieses Lösungskonzept deutliche Vorteile gegenüber der MeSpa-K besitzt. Als Voraussetzung für einen zuverlässigen Einsatz von MeSpa-E muss, die am Wälzlager wirkende Axialkraft messtechnisch erfasst werden. Nachdem in Kapitel 5 nachgewiesen wurde, dass die Axialkraft im Betrieb durchaus im Bereich von einigen Hundert Newton genau messbar ist und als Führungsgröße für die Spanneinheit herangezogen werden kann, erweist sich die MeSpa-E als die geeignete Spanneinheit.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die MeSpa-E die Aufgabenstellung mit dem geringsten Aufwand erfüllen kann und auch kurzzeitige Überbelastungen toleriert. Gleichzeitig wird eine hohe Steifigkeit des Systems während der gesamten Betriebsdauer ermöglicht. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird die MeSpa-E als MeSpa bezeichnet.

6.4 Mechatronische Spanneinheit „MeSpa“

Ausgehend von einer bekannten Axialkraft, die im vorangegangenen Kapitel ermittelt wurde, erscheint nach der Eignungsbewertung ein geregeltes System als die am besten geeignete Konstruktionslösung der mechatronischen Spanneinheit. Im Folgenden werden die einzelnen Komponenten und die Realisierung der ausgewählten Regelung vorgestellt. Anschließend wird mit einem Funktionstest die Zuverlässigkeit des Systems überprüft sowie das erreichte Optimierungspotential messtechnisch nachgewiesen.

6.4.1 Komponenten der Spanneinheit

Das Prinzip der mechatronischen Spanneinheit MeSpa beruht auf der Umsetzung der rotatorischen Bewegung des Motors in die translatorische Bewegung des Lagergehäuses (Bild 53). Diese Position wird anhand der Axialkraftmessung am Wälzlager durch die Motorbewegung bestimmt, sodass die thermische Ausdehnung des Spindel-systems ermöglicht wird.

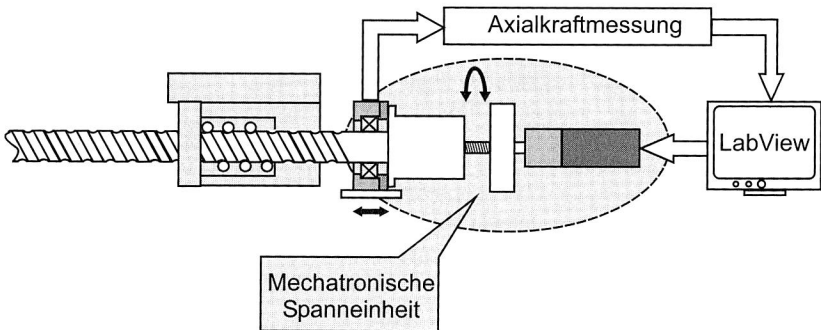


Bild 53: Prinzipskizze der mechatronischen Spanneinheit MeSpa

Neben den üblichen Lagerungskomponenten, bestehend aus Wälzlager und Gehäuse, benötigt die mechatronische Spanneinheit MeSpa für die erfolgreiche Umsetzung zusätzlich folgende Komponenten (Bild 54):

- Führungsplatte
- Flansch mit dem Feingewinde
- zweites Festlager
- Antriebsmotor mit Getriebe

Um das Lagergehäuse definiert in Spindelrichtung verschieben zu können, wird eine Führungsplatte benötigt, die parallel zur Spindel ausgerichtet ist. In der Regel sind Antriebsmotoren nicht für hohe Axialbelastungen ausgelegt und können, je nach Größe und Bauform des Motors, nur Axialbelastungen von einigen hundert Newton aufnehmen. Bei der mechatronischen Spanneinheit herrschen jedoch Axialkräfte, die deutlich über diesem Grenzwert liegen, sodass eine Lagerung der Motorspindel erforderlich ist. Zudem bewirkt das vorgeschaltete Motorgetriebe ein bestimmtes Axialspiel, das wie-

derum den Anforderungen an die mechatronische Spanneinheit widerspricht, ein spiel-freies System zu realisieren. Somit hat Festlager 2 sowohl die Aufgabe den Antrieb von Überbelastungen zu schützen, als auch die Spielfreiheit des Gesamtsystems zu ge-währleisten.

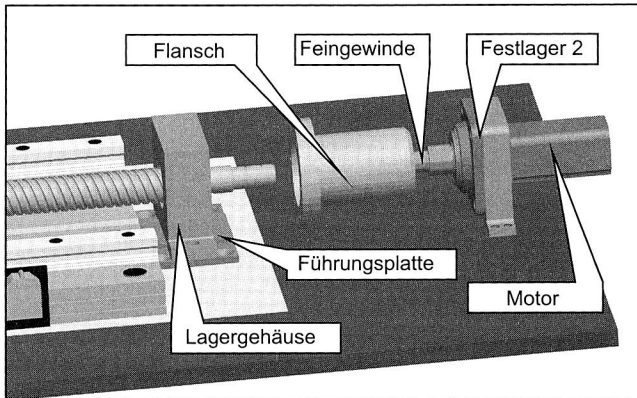


Bild 54: Komponenten der mechatronischen Spanneinheit

Vor der Auswahl der Antriebsart muss zuerst das erforderliche Drehmoment berechnet werden, das die Bewegung des Lagergehäuses ermöglicht. Dazu wird der mittlere Durchmesser des Gewindes benötigt, der über den Mindestdurchmesser für den erforderlichen Kernquerschnitt berechnet wird [76], [86]:

$$A_3 \geq \frac{F}{\sigma_{d(z)zul}} \quad (Gl. 29)$$

Die dazugehörige zulässige Normalspannung kann nach der folgenden Gleichung er-mittelt werden:

$$\sigma_{d(z)zul} = \frac{R_e}{1,5} \quad (Gl. 30)$$

Die Streckgrenze R_e bzw. die 0,2% Dehngrenze für Stahl mit niedrigem C-Gehalt der Festigkeitsklasse 8.8 beträgt 640 N/mm^2 , womit sich die zulässige Normalspannung mit $426,6 \text{ N/mm}^2$ ergibt. Durch den Einsatz der Gleichung 30 in 29 kann der kleinste Kern-durchmesser berechnet werden:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot A_3}{\pi}} \quad (Gl. 31)$$

und beträgt $3,86 \text{ mm}$. Die Steifigkeit des Gesamtsystems wird im Wesentlichen durch den Durchmesser bestimmt, sodass für das Feingewinde ein deutlich höherer Wert

(24 mm) gewählt wurde. Erst nach der Festlegung des Kerndurchmessers kann das erforderliche Drehmoment nach folgender Gleichung berechnet werden [76]:

$$T = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho') \quad (\text{Gl. 32})$$

Die maximale Axialkraft, welche das Wälzlager und somit auch das Gewinde belastet, setzt sich aus der Zerspankraftkomponente, die in Längsrichtung der Achse wirkt, und der Axialkraft, die durch thermische Ausdehnung hervorgerufen wird, zusammen. Diese Zerspankraft wird im Wesentlichen von dem zu bearbeiteten Werkstoff und den Prozessparametern beeinflusst. Für die Berechnungen wurde ein Wert von 5 kN als wirkende gesamt Axialkraft angenommen, wobei die tatsächliche Kompensation der thermischen Ausdehnung bei deutlich niedrigerer Axialkraft beginnen soll. Letztendlich wurde für diese Aufgabe ein bürstenloser DC-Servomotor mit einem Drehmoment von 10 Nm gewählt. Der Antrieb besitzt einen Mikrocontroller on Board, sodass die Ansteuerung über die serielle Schnittstelle RS 232 realisiert werden kann.

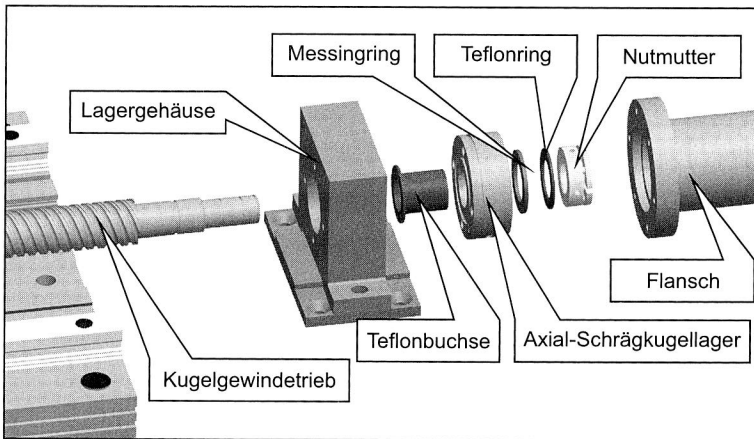


Bild 55: Isolation des Wälzlagers von der Umgebungskonstruktion

Damit die Regelung der mechatronischen Spanneinheit für die Versuchsachse realisiert werden kann, sind zusätzliche Maßnahmen erforderlich. Dazu gehört beispielsweise die Vorbereitung der Vorschubachse auf die Widerstandsmessung, die entsprechend durch zusätzliche konstruktionstechnische Maßnahmen (Bild 55) getroffen werden:

- Isolation des Wälzlagers
- Schleifringbahn
- Isolation der Nutmutter

Entsprechend den Anforderungen ist eine Teflonbuchse integriert, die die Aufgabe übernimmt, den Innenring des eingesetzten Axial-Schrägkugellagers und den Kugel-

gewindetrieb elektrisch zu isolieren. Da der Spindeldurchmesser 30 mm beträgt, musste ein Wälzlager mit größerem Innendurchmesser eingesetzt werden. Darüber hinaus wurde ein Messingring zwischen dem Innenring des Wälzlagers und der Nutmutter eingesetzt, der als Laufbahn für die Schleifringbürsten dient. Schleifringübertrager sind ausgelegt, um Daten, Signale oder Leistung von drehenden Maschinenkomponenten zu übertragen [99]. Diese sind an unterschiedliche Aufgaben angepasst, sodass die hier eingesetzten Silbergraphitbürsten für hohe Drehzahlen und lange Lebensdauer ausgelegt sind [99]. Der Messingring muss zusätzlich noch von der Nutmutter isoliert werden, was durch einen weiteren Teflonring realisiert wird. Die Widerstandsmessung zwischen Innen- und Außenring des Lagers erfolgt durch das Abgreifen des Signals einerseits an den Schleifringbürsten und andererseits am Lagergehäuse.

6.4.2 Widerstandsmessung an der Versuchsachse

Vor der Realisierung der Regelung ist der genaue Zusammenhang zwischen ohmschem Widerstand und Axialkraft am Wälzlager zu ermitteln. Dazu wurden weitere Messungen an der Versuchsachse durchgeführt, die an die Voruntersuchungen anknüpfen. Anhand dieser Ermittlungen wurde eine deutliche Abhängigkeit des Widerstands von der Drehzahl festgestellt, sodass eine konstante Geschwindigkeit als Voraussetzung für eine zuverlässige Axialkraftermittlung erforderlich ist. Wird zusätzlich das rampenförmige Geschwindigkeitsprofil beachtet, so lässt sich feststellen, dass bei geringeren Geschwindigkeiten ein längerer Zeitbereich über eine konstante Drehzahl verfügt, der für die Widerstandsmessung herangezogen werden kann. So wurde für die Referenzgeschwindigkeit der Versuchsachse 333 mm/s gewählt, was einer Drehzahl von 500 U/min entspricht. Allerdings fällt der Zuwachs der mittleren Spindeltemperatur bei dieser Geschwindigkeit gering aus, sodass für die Ermittlung des Zusammenhangs zwischen ohmschem Widerstand und Axialkraft eine lange Messdauer unvermeidbar wäre. Eine Möglichkeit dies zu umgehen, ist auf höhere Geschwindigkeit auszuweichen und anschließend die Messung des ohmschen Widerstands nach je 100 Hüben mit festgelegten Parametern zu untersuchen.

Anhand der Temperaturuntersuchungen (beschrieben in Kapitel 4), die mit höheren Geschwindigkeiten (1000, 1200, 1466 mm/s) durchgeführt wurden, steht auch die messtechnisch erfasste axiale Ausdehnung datentechnisch zur Verfügung. Entsprechend dazu wurde für die Messung des ohmschen Widerstands eine Geschwindigkeit von 1000 mm/s bei einem Verfahrensweg von 300-1170 mm festgelegt. Anschließend wurden die Messdaten über die LabView-Karte mit 10 kHz abgetastet und dabei 10 000 Werte abgespeichert, die anschließend auf einem Messrechner visualisiert wurden. Die Messung des ohmschen Widerstands erfolgt sowohl bei der Fest-Los-Lagerung, als auch bei der beidseitigen Festlagerung, sodass anschließend ein Vergleich der Ergebnisse durchgeführt wurde.

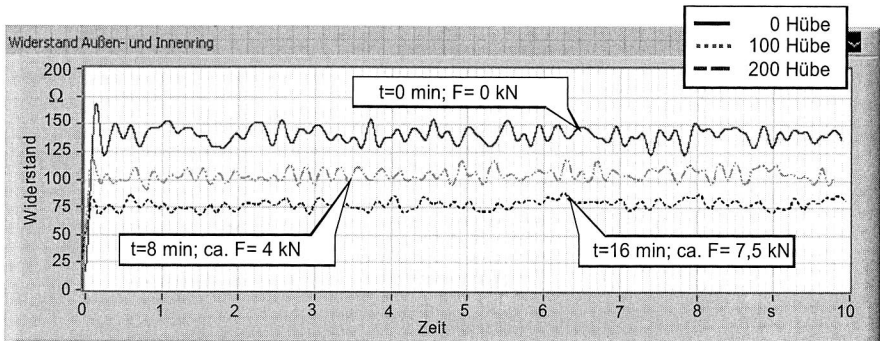


Bild 56: Ohmscher Widerstand zwischen Außen- und Innenring eines beidseitig fest-gelagerten Wälzlagers nach 0, 100, 200 Zyklen und einer Verfahrgeschwindigkeit von 1000 mm/s

Versuche haben gezeigt, dass bei Raumtemperatur der ohmsche Widerstand einen Mittelwert von 140Ω und eine Abweichung von $\pm 4 \Omega$ hat. Bei einer beidseitigen Festlagerung bewirkt der Zuwachs der mittleren Spindeltemperatur schon nach 100 Hübten eine deutliche Verschiebung des ohmschen Widerstands hin zu niedrigeren Werten (Bild 56), sodass dieser nur noch 100Ω beträgt. Dies entspricht einer axialen Ausdehnung von $0,075 \text{ mm}$, die dabei verhindert wird und eine Axialkraftbelastung des Wälzlagers von ca. 4 kN zur Folge hat. Nach weiteren 100 Hübten sinkt der Widerstand auf einen Mittelwert von 75Ω , was nach 200 Hübten bei gewählten Messparametern einer Axialkraft von ca. $7,5 \text{ kN}$ entspricht.

Bei einer Fest-Los-Lagerung dagegen bleibt der ohmsche Widerstand zwischen Innen- und Außenring des Wälzlagers auch bei einem Zuwachs der mittleren Spindeltemperatur von 10 K unverändert. Für die Kompensation der thermischen Ausdehnung bedeutet dies, dass eine Entlastung der Wälzlagerung entsteht sobald der Mittelwert des ohmschen Widerstands 140Ω beträgt. Dies wird bei der Realisierung der Regelung berücksichtigt, sodass der vorgegebene Sollwert der mechatronischen Spanneinheit MeSpa auf diesen Wert eingestellt wird.

6.4.3 Realisierung der Regelung

Vor dem eigentlichen Funktionstest werden zunächst die einzelnen Komponenten betrachtet, die für die Realisierung der mechatronischen Spanneinheit MeSpa zum Einsatz kommen. In Bild 57 sind die benötigten Komponenten zu erkennen, die ansonsten durch die MeSpa verdeckt werden. Der eingesetzte Schleifringübertrager besteht aus zwei Kohlebürsten, die gewährleisten sollen, dass ein permanenter Kontakt zwischen Messingring und Schleifringübertrager besteht. Der Teflonring übernimmt die Isolationsaufgabe und trennt elektrisch die Nutmutter vom Innenring des Wälzlagers. Die Widerstandsmessung wurde durch einen Spannungsteiler realisiert, der in der Regel aus zwei in Reihe geschalteten Widerständen R_1 und R_2 besteht. Dabei ist der erste Widerstand

über einen festen Wert (824 Ω) definiert und der zweite stellt den variablen Widerstand zwischen Außen- und Innenring des Wälzlagers dar. Damit wird erreicht, dass für die Weiterverarbeitung, anstatt des Widerstands, ein Spannungssignal zur Verfügung steht.

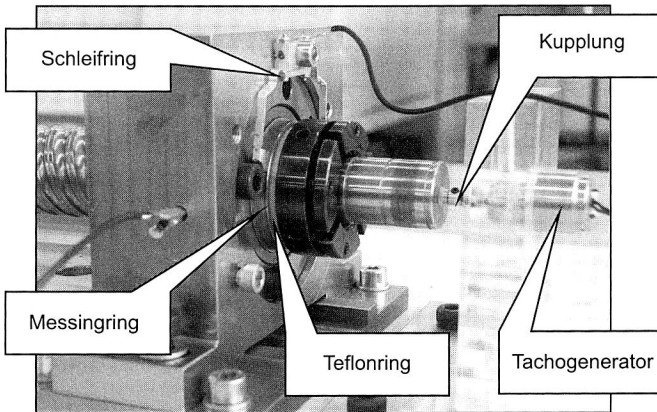


Bild 57: Festlager mit Messanschlüssen ohne mechatronische Spanneinheit

Nach der Montage wird die Kalibrierung der mechatronischen Spanneinheit MeSpa vorgenommen. Dazu wird bei Raumtemperatur über den Antrieb der Flansch in Richtung des Lagergehäuses bewegt. Beim Kontakt wird die Rotationsbewegung des Motors beendet und anschließend dieser an das Lagergehäuse befestigt. Diese Position gilt als Null-Position des Motors und wird nach jedem Betriebszyklus angefahren, sodass die mechatronische Spanneinheit beim Maschinenstart die kalibrierte Position besitzt.

Anhand der Untersuchungen der axialen Ausdehnung aus dem Kapitel 6.1.2 wurde festgestellt, dass nur in den ersten 60-80 Minuten der Einsatz der mechatronischen Spanneinheit MeSpa bis zu Erreichung der Betriebstemperatur, notwendig ist. Die wirkende Axialkraft am Wälzlager wird permanent erfasst. Jedoch benötigt die Regelung eine Referenzgeschwindigkeit von 333 mm/s, die für den Laborbetrieb ausgewählt worden ist, sodass diese in bestimmten Zeitsequenzen verfahren wird. Entsprechend den ermittelten Temperaturzuwachdiagrammen aus Kapitel 4.4 sind die Zeitsequenzen zu wählen. Somit nimmt die Frequenz für die Referenzgeschwindigkeit mit der zunehmenden Zeit ab und wird in den ersten 20 Minuten im 5 Minutentakt verfahren. Anschließend ist eine Referenzgeschwindigkeit jede 10 Minuten ausreichend. In einer Werkzeugmaschine kann dies in einem NC-Programm hinterlegt werden, das zusätzlich Sollwerte von unterschiedlichen Referenzgeschwindigkeiten beinhalten kann.

Beim stehenden Wälzlager beträgt der gemessene ohmsche Widerstand nahe Null, sodass diese Werte aus den Daten, die für die Bildung des Mittelwertes dienen, gefiltert werden müssen. Um den Widerstandsmittelwert zu ermitteln, wird das Signal auf einen Schwellwert von 40 Ω getriggert und anschließend der Mittelwert anhand von 5.000

Messwerten gebildet. Die LabView-Umgebung ermöglicht sowohl das Einlesen des Widerstandsmittelwertes, als auch die Bewegung des Motors. Dabei entspricht 1° beim Feingewinde mit 1 mm Gewindesteigung einer linearen Bewegung von 0,002 mm. Um dementsprechend eine Axialkraft von 1 kN auszugleichen, wird eine translatorische Bewegung des Lagergehäuses um 0,012 mm benötigt, was einer Winkelbewegung des Motors von 6° entspricht. Bei einer Abweichung des Widerstands von vorgegebenem Sollwert (140Ω) um 10Ω , regelt der Motor die Position des Festlagers nach. Dieser bewegt sich in 1° Schritten, bis der Widerstand den eingestellten Mittelwert erreicht.

Darüber hinaus wurde während der Messwerterfassung die dazugehörige Standardabweichung berechnet, um den Messfehler abschätzen zu können. Dies wird als zusätzliche Bedingung für die Regelung herangezogen, sodass diese nur durchgeführt wird, wenn die Standardabweichung kleiner als 10% des gemessenen Mittelwertes ist.

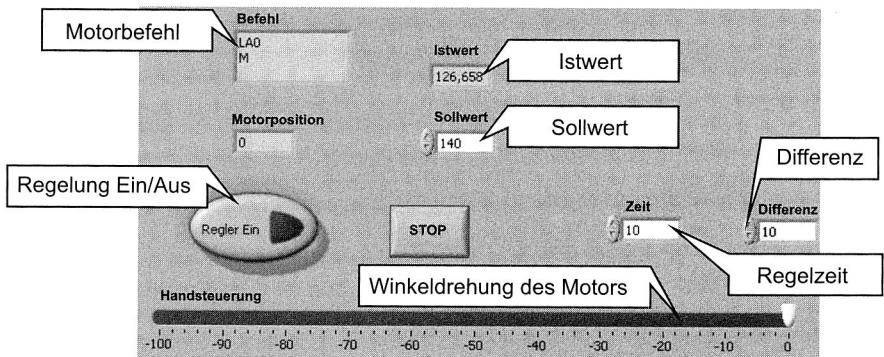


Bild 58: LabView-Oberfläche für die Regelung der MeSpa

Diese Aufgabe wird von LabView übernommen, das zusätzlich die Ansteuerung des Motors über die serielle Schnittstelle übernimmt. Die dabei realisierte Regelungsoberfläche ermöglicht ein variables Einstellen von folgenden Parametern:

- Sollwert, bei dem das Wälzlager entlastet wird
- Regeltaktzeit, die Taktzeit der Regelung
- Differenz zwischen erfasstem Istwert und dem Sollwert, ab der die Regelung beginnen soll

Zudem ist ein Handbetrieb des Motors möglich, der für die Kalibrierung der MeSpa erforderlich ist. Über die serielle Schnittstelle werden die Daten an den Antrieb weitergeleitet, die zusätzlich über ein separates Fenster auf der LabView-Oberfläche visualisiert werden, um die Kommunikation zu überprüfen.

6.4.4 Funktionstest und Optimierungspotential

Damit die Zuverlässigkeit der mechatronischen Spanneinheit MeSpa nachgewiesen wird, benötigt dies weitere Untersuchungen. Zusätzlich wurde ein Vergleich zwischen der realisierten MeSpa in der Laborumgebung und der Integration in Werkzeug-

maschine sowie eine kurze Analyse des bestehenden Optimierungspotentials, die bei einer Systemintegration an einer realen Anlage möglich sind, durchgeführt.

Die Funktionalität der mechatronischen Spanneinheit MeSpa konnte durch verschiedene Versuchsreihen verifiziert werden, die durch die Messung des ohmschen Widerstands bei unterschiedlichen Lagerungsarten und den Einsatz der mechatronischen Spanneinheit MeSpa charakterisiert sind (Bild 59). Dieser wird am Beginn der Messung und anschließend, entsprechend der Temperaturuntersuchungen aus dem Kapitel 4, nach je 100 Hüben erfasst. Diese Untersuchungen wurden nach je 200 Hüben abgebrochen, da sie sonst bei beidseitiger Festlagerung zu hohen Wälzgerbelastungen und somit zur Schädigung führen würde.

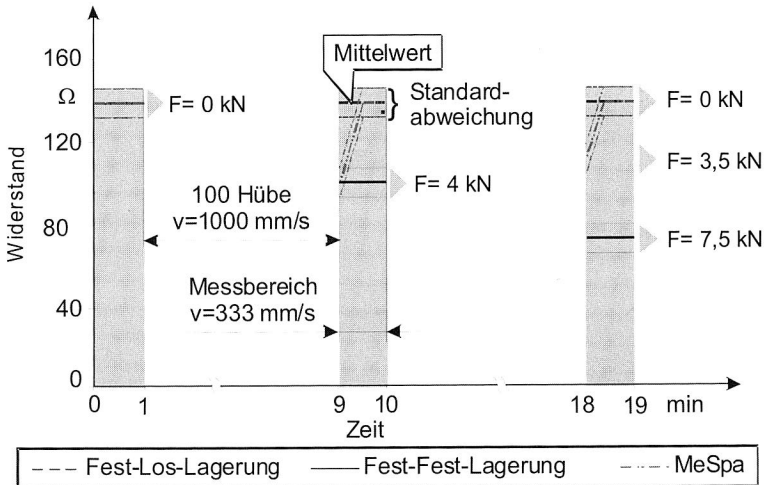


Bild 59: Verlauf des ohmschen Widerstands bei unterschiedlicher Lagerungsart

Ein beispielhaftes Ergebnis dieser Untersuchungen ist in Bild 59 dargestellt. Während der höheren Verfahrensgeschwindigkeit findet keine Messung des ohmschen Widerstands statt, da dabei hohe Messabweichungen festgestellt wurden. Die Messung wird nur für einen schnellen Zuwachs der mittleren Spindeltemperatur benötigt. Aus dem Diagramm (Bild 59) lässt sich ableiten, dass beginnend von einem Widerstand der am Anfang 140 Ω beträgt, bei beidseitiger Festlagerung nach 100 Hüben eine Reduzierung um 40 Ω resultiert.

Bei einer Fest-Los-Lagerung dagegen wurde ein anderes Verhalten festgestellt, das sich durch einen konstanten Verlauf des ohmschen Widerstands über die gesamte Messdauer auszeichnet und somit unabhängig von der Spindeltemperatur ist. Dies ist durch die kontinuierliche Axialkraft am Wälzlager zu erklären.

Der Einsatz der mechatronischen Spanneinheit MeSpa dagegen, ermöglicht die Regelung, indem der Widerstand durch die Bewegung des Motors an den vorgegebenen

Sollwert angeglichen wird. Damit eine Axialkraft von 4 kN, die nach 100 Hübten bei gewählten Parametern kompensiert werden kann, ist eine Bewegung des Lagergehäuses um 0,048 mm erforderlich, was einem Winkel von 24° entspricht. Untersuchungen ergaben, dass die MeSpa in der Regel weniger als 30 s benötigt bis die Kompensation der thermischen Ausdehnung realisiert wird. Nach weiteren 100 Hübten ist ein geringer Zuwachs der mittleren Spindeltemperatur festzustellen, sodass eine Axialkraft von 3,5 kN auf die Wälzlager wirkt. Dies entspricht einer linearen Bewegung des Lagergehäuses um 0,042 mm und einer Rotation des Motors um 21° .

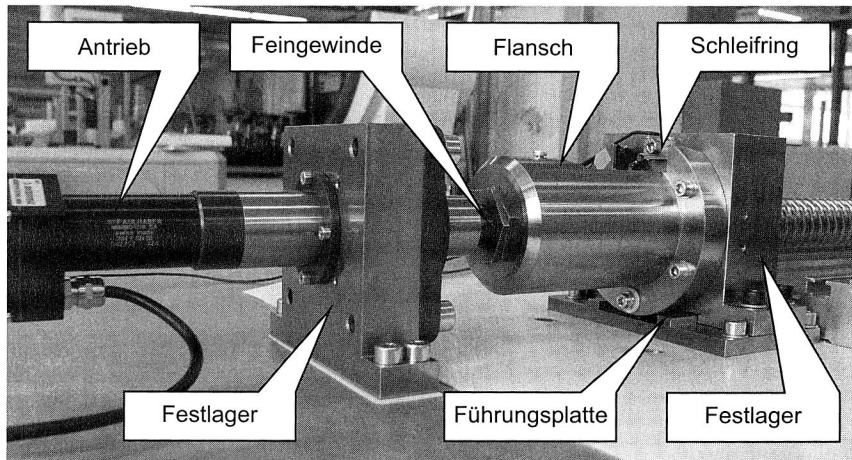


Bild 60: Komponenten der mechatronischen Spanneinheit MeSpa

In Bild 60 ist die Integration der MeSpa in der Versuchsanlage dargestellt. Der Einsatz in Werkzeugmaschinen bietet dagegen weiteres Optimierungspotential, das hier zusätzlich analysiert wird.

Damit die Drehzahl der Vorschubachse im Laborbetrieb erfasst wird, kommt ein Tachogenerator zum Einsatz, der über eine Kupplung mit der Spindel verbunden ist. An einer Werkzeugmaschine ist dessen Einsatz überflüssig, da diese Daten in der Maschinensteuerung vorliegen. Zudem kann der Flansch um die Länge des Tachogenerators und das Spindelende des Loslagers reduziert werden, sodass die Gesamtlänge der MeSpa für den Einsatz in Werkzeugmaschinen um 120 mm auf insgesamt 260 mm verkürzt werden kann. Des Weiteren kann die Regelung der mechatronischen Spanneinheit MeSpa an einer realen Anlage direkt durch die Maschinensteuerung übernommen werden, sodass der Einsatz eines Messrechners überflüssig wird. Alle weiteren Komponenten der MeSpa können mit wenigen Optimierungsschritten für den Einsatz in der Werkzeugmaschine übernommen werden.

6.5 Optimierungsnachweis der Spindeigenschaften

In der Regel sind mit einer beidseitigen Lagerung nachhaltigere Verbesserungen der Spindeigenschaften erzielbar. Die theoretischen Grundlagen sind in Kapiteln 3.1.1 bis 3.1.3 erklärt und mathematisch belegt worden. Zudem ist ein messtechnischer Nachweis der erzielten Ergebnisse erforderlich. So kann beispielsweise die Steigerung der maximalen Verfahrensgeschwindigkeit durch beidseitige Festlagerung erreicht werden, da eine Verschiebung der biegekritischen Drehzahl zu höheren Werten erzielt wird. In nachfolgenden Kapiteln werden Messungen der Eigenfrequenzen durchgeführt, um das erreichte Verbesserungspotential der Geschwindigkeitserhöhung nachzuweisen. Darüber hinaus ist die Auswirkung der Lagerungsart auf das dynamische Verhalten durch die Ermittlung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen zu charakterisieren.

6.5.1 Messaufbau

Grundsätzlich werden die Schwingungsformen einer Werkzeugmaschine durch Anwendung der rechnergestützten Modalanalyse ermittelt. Damit können einerseits die Eigenfrequenzen bestimmt und andererseits durch den Nachgiebigkeitsfrequenzgang die dynamische Steifigkeit sowie das dynamische Verhalten des Systems ermittelt werden [2], [22], [54], [83], [84], [130]. Die Modalanalyse kann prinzipiell in drei Aufgabebereiche aufgeteilt werden, die Approximation der Maschine, die Datenauswertung und Darstellung der Messergebnisse (Bild 61).



Bild 61: Vorgehensweise bei der experimentellen Modalanalyse

Die Approximation der Maschine beinhaltet die Festlegung der Messpunkte, die über die gesamte Maschinenstruktur verteilt sind. In der Regel werden 200-300 Messstellen definiert. Anschließend wird die Werkzeugmaschine mit einer Kraft angeregt, die unterschiedliche Intensität und Messdauer haben kann. Die gängigsten Erregungssignalformen sind [22], [130]:

- schrittweiser Sinus
- Wobbeln
- Rauschen
- Pseudoruschen
- Impuls

Parallel dazu wird an festgelegten Messpunkten die Systemantwort, beispielsweise durch einen Beschleunigungsaufnehmer in allen drei Koordinatenrichtungen, erfasst. Die anschließende Datenauswertung ermöglicht die Ermittlung der dazugehörigen

Übertragungsfunktion. Anschließend werden mit Hilfe der FEM die Schwingungsformen der Werkzeugmaschine bei bestimmten Frequenzen visualisiert.

Bei einer Vorschubachse mit dem Kugelgewindtrieb gehören die Biege- und Axial-schwingungen zu den relevanten Schwingungsformen. In der Regel sind Biege-schwingungen abhängig von der Schlittenposition, da die Spindelmutter - im vereinfachten Fall - als eine Art Loslager anzusehen ist und die Spindel in diesem Bereich stabilisiert. Im Gegensatz dazu ist die Axial-schwingung unabhängig von der Schlitten-position, wobei eine Abhängigkeit von den zu bewegten Massen festzustellen ist. Die Zunahme der bewegten Massen bewirkt prinzipiell eine Verschiebung der dominanten Eigenfrequenz zu niedrigeren Werten [38].

Für die messtechnische Ermittlung der Eigenfrequenzen ist es ausreichend das Vorschubsystem mit einem Impuls anzuregen. Dazu wurde ein piezoelektrischer Impuls-hammer verwendet und die entsprechende Systemantwort mit einem dreiachsigen Beschleunigungssensor erfasst. In Tabelle 13 sind die charakteristischen Eigenschaften der Messkomponenten dargestellt.

	Impulshammer	Beschleunigungssensor
Typ / Bezeichnung	Kistler 9724A5000	Kistler 8792A50
Bereich	0-5.000 N	± 50g
Überlast	12.500 N	± 100g
Resonanzfrequenz	27 kHz	54 kHz

Tabelle 13: Technische Daten der verwendeten Messkomponenten

Der Impulshammer verfügt über verschiedene Schlagspitzen, vom Weich- bis zum Hartgummi, die sich im Wesentlichen in den angeregten Frequenzbereichen unterscheiden. Als mögliche Befestigungsart für den Beschleunigungssensor kann zwischen einer Magnet-, Wachs-, Klebstoff- oder Schraubenverbindung gewählt werden. Die Magnetanwendung ermöglicht eine schnelle und feste Verbindung zwischen Spindel und Sensor sowie eine schnellen Änderung der Sensorposition, sodass diese für die vorgestellten Messuntersuchungen eingesetzt wurde.

Das verwendete Messprinzip ist in Bild 62 dargestellt. Die Eigenfrequenzen einer Vorschubachse, verursacht durch die Biegeschwingung sind, neben der Lagerungsart, zusätzlich von der Position der Spindelmutter abhängig. Dies bewirkt beispielsweise, dass die geringsten Eigenfrequenzen bei der Endposition des Schlittens auf der Fest-lagereseite auftreten, sodass dort geringere Verfahrgeschwindigkeiten erzielbar sind. Bedingt durch das rampenförmige Geschwindigkeitsprofil ist dieser Bereich der Vorschubachse unkritisch, da an dieser Stelle die Maximalgeschwindigkeit nicht erreicht wird. Wichtiger hingegen ist das Gebiet der konstanten und maximalen Geschwindigkeit, das sich grundsätzlich in der Spindelmitte befindet. Bei den durchgeführten Untersuchungen wurden die Eigenfrequenzen der Spindel in Abhängigkeit

von der Schlittenposition ermittelt. Beginnend von der Festlagerseite wurden die Frequenzen bei einer Verschiebung der Spindelmutter um 100 mm pro Messung erfasst.

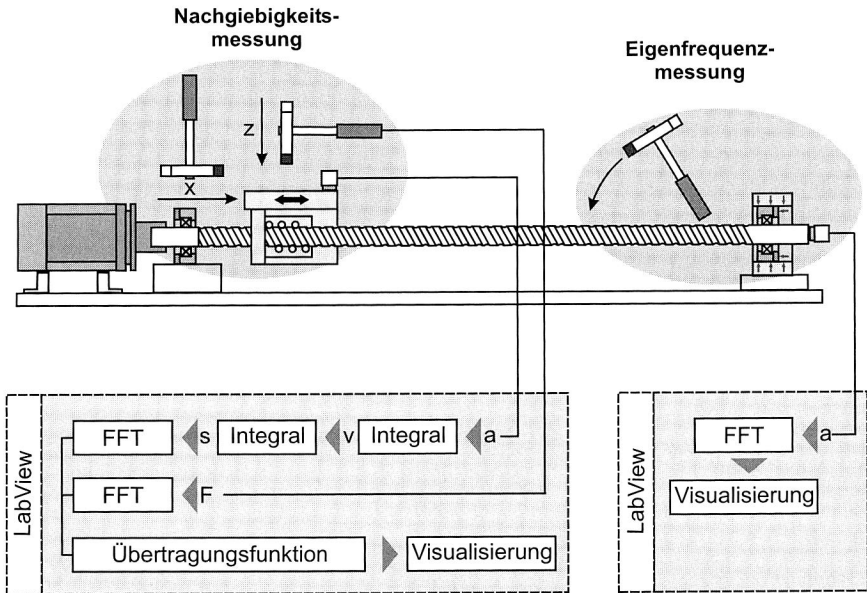


Bild 62: Prinzip der Messstrecke für die Nachgiebigkeits- und Eigenfrequenzmessung

Das dynamische Verhalten einer Werkzeugmaschine und damit auch der Vorschubachse wird maßgeblich von den erzielten Eigenschaften beeinflusst. Ein Optimierungsnachweis kann durch die Ermittlung des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs am gleichen Messort für unterschiedliche Lagerungsarten erbracht werden. Dazu wird der vorgestellte dreiachsige Beschleunigungssensor auf dem Schlitten appliziert. Die Spindelanzug erfolgt über einen Impulshammer in zwei schwingungsrelevante Richtungen. Die Systemantwort wird mit einem Messrechner aufgenommen und mittels LabView die entsprechenden Ergebnisse ausgewertet. Die dabei ermittelten Erkenntnisse werden in beiden nachfolgenden Kapiteln näher erläutert.

6.5.2 Biegekritische Drehzahlen im Vergleich

Anhand der theoretischen Betrachtung bewirkt die beidseitige Festlagerung, gegenüber der konventionellen Fest-Los-Lagerung, eine Verschiebung der biegekritischen Drehzahl zu höheren Werten. Um dies messtechnisch nachzuweisen, erfordert dies eine zusätzliche Ermittlung der Eigenfrequenzen, die die Drehzahl und somit die maximale Geschwindigkeit begrenzen. Dabei wurden Messungen der Eigenfrequenz für folgende Lagerungsarten durchgeführt:

- fest-los
- fest-fest ohne Spanneinheit
- fest-fest mit Spanneinheit

Ohne die Spanneinheit wird die beidseitige Lagerung durch das Verschrauben des Lagergehäuses an die Führungsplatte realisiert. Dagegen wird beim Einsatz der MeSpa diese Schraubenverbindung gelöst und die Fixierung des Lagergehäuses erfolgt durch die axial wirkende Kraft der Spanneinheit. Die Auswirkung auf die Eigenfrequenz wurde in beiden Fällen ermittelt.

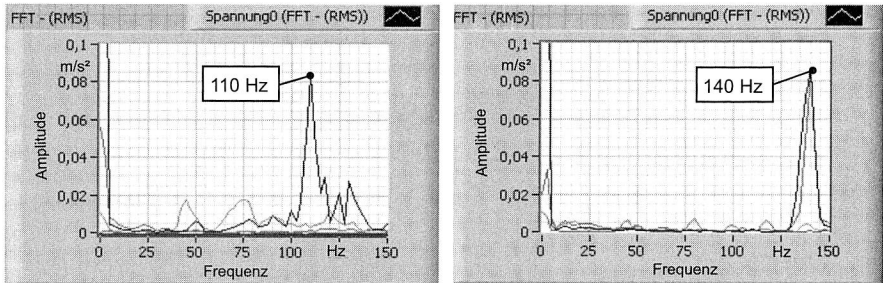


Bild 63: Eigenfrequenzvergleich bei der Schlittenposition in Spindelmitte
(links: Fest-Los-Lagerung; rechts: Fest-Fest-Lagerung)

Bei den Untersuchungen wird die Position der Spindelmutter variiert, wobei die entsprechende Messwerterfassung immer auf dem längeren Spindelbereich erfolgt. Dieser zeichnet sich durch geringere Eigenfrequenz aus und demzufolge die maximale Eigenfrequenz in der Spindelmitte erreicht wird. Ein Vergleichsbeispiel der Eigenfrequenzmessungen zeigt Bild 63. Daraus ist zu erkennen, dass die beidseitige Festlagerung in der Spindelmitte eine Steigerung der Eigenfrequenzen um 30 % bzw. 30 Hz bewirkt. Gerade in der Spindelmitte ermöglicht die höhere Eigenfrequenz eine nachhaltige Geschwindigkeitssteigerung, da sich das Verfahren mit der maximalen Geschwindigkeit, durch das Beschleunigungsvermögen der Vorschubachse, auf diesen Bereich beschränkt.

Die Ergebnisse der Eigenfrequenzmessungen für die gewählten Lagerungsvarianten sind in Bild 64 dargestellt. Die geringste Eigenfrequenz ergibt sich erwartungsgemäß, wenn sich der Schlitten an der Festlagerseite befindet (Verfahrweg gleich Null). Die Unsymmetrie der Eigenfrequenzen ist konstruktionsbedingt durch die Spindelmutter und ihrer Position in Bezug auf den Schlitten. Diese ist an der Festlagerseite des Schlittens integriert, sodass sich die tatsächliche Spindelmitte bei einem Verfahrweg von 1000 mm ergibt. Befindet sich jedoch der Schlitten bei der Festlagerseite, so verlängert sich das längere Spindelende zusätzlich um die Schlittenlänge, die zu geringeren Eigenfrequenzen führen. Ab der Spindelmutterposition über 1000 mm wechselt der längere Spindelbereich von der variablen Lagerungsseite zur Festseite, sodass keine Änderungen der Eigenfrequenzen in diesem Bereich festzustellen sind. Der Bereich der kon-

stanten Geschwindigkeit ist im Diagramm grau hinterlegt. Die geringste Eigenfrequenz, die die maximale Geschwindigkeit begrenzt, wurde anhand der durchgeführten Untersuchungen bei einem Verfahrweg von 450 mm festgestellt. Entsprechend konnte auch an dieser Stelle eine Erhöhung der biegekritischen Drehzahl um ca. 24% verzeichnet werden.

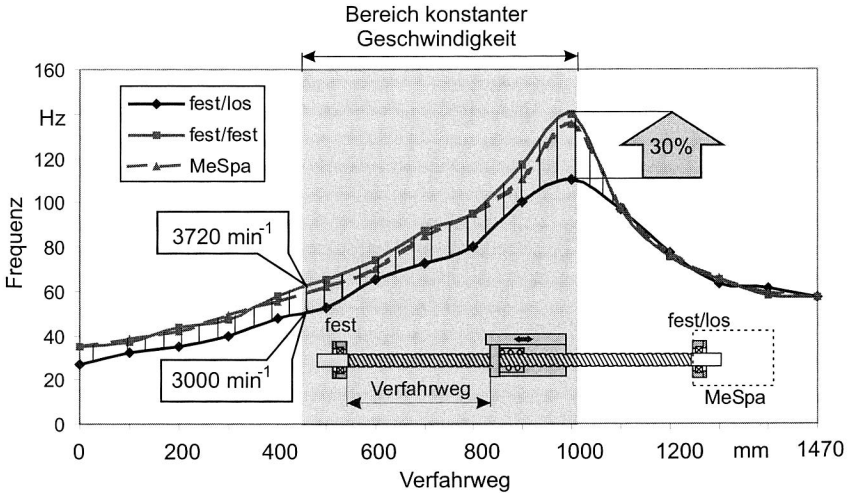


Bild 64: Vergleich der biegekritischen Drehzahl bei unterschiedlicher Lagerungsart

Zusammenfassend lässt sich anhand dieser Untersuchungen festhalten, dass die beidseitige Festlagerung in der Regel eine Steigerung der Eigenfrequenzen und somit auch der biegekritischen Drehzahlen sowohl mit als auch ohne die mechatronischen Spanneinheit bewirkt. Weiteres Optimierungspotential besteht bei der Wahl der Spindelmuttermutterposition in Bezug auf den Schlitten, sodass deutlich höhere Verfahrgeschwindigkeiten erreicht werden können, wenn die Mutter symmetrisch zum Schlitten platziert wird.

6.5.3 Dynamisches Verhalten im Vergleich

Durch eine beidseitige Festlagerung ist, neben der Verschiebung der biegekritischen Drehzahl, zusätzlich der Einfluss dieser Lagerungsart auf das dynamische Verhalten von Bedeutung. Durch Messung der Übertragungsfunktion zwischen der Anregungskraft und der entsprechenden Systemantwort kann an definierten Messpunkten der Nachgiebigkeitsfrequenzgang bestimmt werden. Als Systemantwort wurde die dazugehörige Beschleunigung aufgezeichnet, die zusätzlich der zweimaligen Integration unterzogen wurde. Aus der anschließenden Fourier-Transformation, bezogen auf die Anregungskraft, werden die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge berechnet [1], [32], [130], [140]:

$$N(j\omega) = \frac{|X(j\omega)|}{|F(j\omega)|} e^{j\phi(\omega)} \quad (\text{Gl. 33})$$

In der Regel ist, neben der dynamischen auch die statische Steifigkeit aus den Nachgiebigkeitsfrequenzgängen bei der Frequenz gleich Null abzulesen [129]. Jedoch wurde bei den Messuntersuchungen ein Piezobeschleunigungssensor verwendet, der bei Frequenzen in den Messbereichen unter 10 Hz bis zu 10 % Abweichung hat, sodass die Ermittlung der statischen Steifigkeit mit hohen Messfehlern behaftet sind. Mit dieser Messmethode ist nur das dynamische Verhalten in Abhängigkeit von der Lagerungsart zu ermitteln.

Bei den Untersuchungen wurde das dynamische Verhalten für folgende drei Schlittenpositionen gewählt und die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge aus den Messungen bestimmt:

- Festlagerseite (x=0)
- Spindelmitte(x=900)
- variabler Lagerseite (x=1470)

Die Systemanregung erfolgte in z-Richtung (senkrecht zum Schlitten) und in x-Richtung (in Verfahrrichtung).

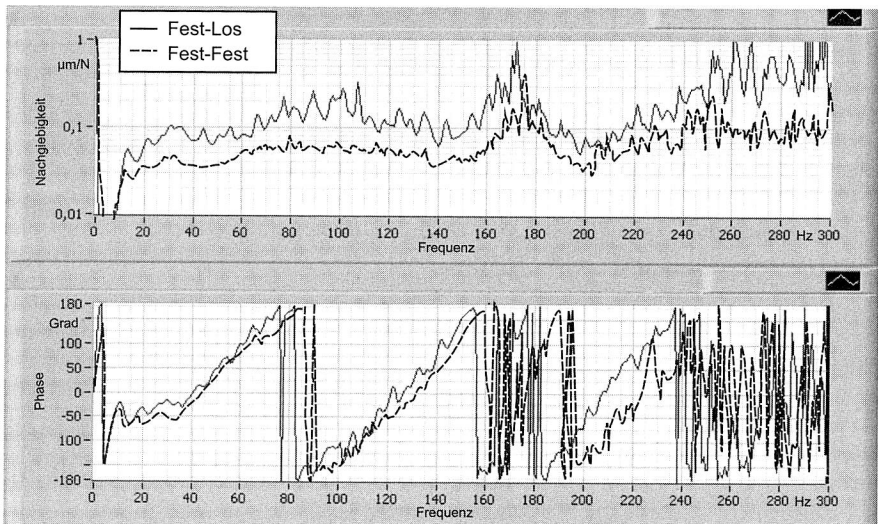


Bild 65: Nachgiebigkeitsfrequenzgang in z-Richtung bei unterschiedlicher Lagerungsart (Spindelmutternposition x=900)

In Bild 65 ist der Nachgiebigkeitsfrequenzgang mit dem entsprechenden Phasengang bei unterschiedlicher Lagerungsart dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass die beidseitige Festlagerung deutlich geringere Nachgiebigkeiten und somit höhere Steifigkeit

über das gesamte Frequenzspektrum aufweisen. An dieser Sensorposition sind zwei relevante Frequenzen feststellbar, bei dem eine Phasendrehung von 180° auf -180° festzustellen ist. Dazu gehören die Bereiche von 80-90 Hz und 160-170 Hz. Alle weiteren Frequenzbereichen stellen die Oberschwingungen der ersten beiden Frequenzen dar. Der Frequenzbereich 160-170 Hz wird als die Axialschwingung des Schlitten/Spindelsystems charakterisiert und bleibt bei der Variation der Spindel-mutterposition konstant. Die Biegeschwingung liegt, je nach Lagerungsart, in den Frequenzbereichen von 80-90 Hz und ist in der Regel von der Schlittenposition abhängig und wurde im vorherigen Kapitel 6.5.2 ausführlich erläutert. Beim messtechnischen Optimierungsnachweis wurde außerdem festgestellt, dass die beidseitige Festlagerung zusätzlich eine Verschiebung der schwingungsrelevanten Frequenzen um bis zu 10 Hz höheren Werten bewirkt. Auch die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge bei anderen Schlittenpositionen ergaben ähnliche Ergebnisse.

Fazit

Anhand der gestellten Anforderungen wurden verschiedene Konstruktionslösungen der mechatronischen Spanneinheit entwickelt. Die durchgeführte Konstruktionsbewertung nach unterschiedlichen Kriterien ermöglichte das geeignete Lösungskonzept herauszufinden, deren Anfertigung und Integration in der Versuchsachse anschließend umgesetzt wurde.

Durch die zusätzlichen Untersuchungen des ohmschen Widerstands, in Abhängigkeit von der am Wälzlager wirkenden Axialkraft, stellte die Basis für die Realisierung der entsprechenden Regelung dar. Somit konnte eine Erfassung der Axialkraft im Betrieb, ohne zusätzliche Kosten für Sensorik, realisiert werden. Die Motoransteuerung, als auch die Regelung der mechatronischen Spanneinheit wurde mit LabView realisiert und die Funktionsfähigkeit in verschiedenen Untersuchungen überprüft. Durch die Analyse des Optimierungspotentials ist die Grundlage für die Integration der mechatronischen Spanneinheit MeSpa geschaffen worden, das entwickelte Konzept industriell umzusetzen.

Abschließende Messungen der Eigenfrequenzen brachten den messtechnischen Nachweis der erreichten Verbesserungsmaßnahmen. Diese Untersuchungen ergaben eine deutliche Verschiebung der biegekritischen Drehzahl um bis zu 30 % in Vergleich zu konventionellen Lagerungsart. Darüber hinaus konnte durch die Ermittlung der Nachgiebigkeitsfrequenzgang messtechnisch nachgewiesen werden, dass die beidseitige Festlagerung neben der statischen Steifigkeit auch deutliche Verbesserung des dynamischen Verhaltens der Vorschubachse bewirkt. Im Gegensatz zu bestehenden Systemen ist letztendlich eine kostengünstige Lösung der beidseitigen Festlagerung bei gleichzeitiger Kompensation der thermischen Ausdehnung erzielt worden, die außerdem unabhängig vom Temperaturzuwachs ist.

7 Realisierung des Lagerüberwachungssystems „LaSys“ bei fest-fest gelagerter Vorschubachse

Die Komponentenüberwachung stellt, neben der Prozessüberwachung [37], einen wichtigen Bereich der Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen dar. Durch eine gezielte Überwachungsstrategie von kritischen Maschinenkomponenten ist es möglich einen Schadensfall frühzeitig zu erkennen, um einen Maschinenausfall zu vermeiden und erforderliche Maßnahmen einzuleiten. Gerade bei beidseitiger Festlagerung von Kugelgewindetriebsen sind die Wälzlager hohen Axialbelastungen ausgesetzt, in Folge deren es zum frühzeitigen Lagerausfall kommen kann. Die Integration eines Überwachungssystems LaSys ermöglicht die permanente Zustandsüberwachung des eingesetzten Axial-Schräggugellagers, wodurch entstehende Lagerschäden schon im Anfangsstadium erkannt werden können.

In diesem Kapitel werden zuerst verschiedene Ursachen für das Wälzlagerversagen erläutert und die bestehenden Methoden sowie Überwachungsstrategien vorgestellt. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt bei der Realisierung einer rein hardwaretechnischen Lösung der Datenverarbeitung durch den Einsatz von geeigneten Filterbausteinen. Anschließend sind diese vorverarbeiteten Daten einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) unterzogen worden, die mittels eines Mikrocontrollers realisiert wurde. Darüber hinaus wurde eine Validierung der vorgestellten Lösung über einen zusätzlichen Aufbau der Messstrecke mit LabView an einem Messrechner durchgeführt.

7.1 Möglichkeiten und Grenzen der verfügbaren Lagerüberwachungssysteme

7.1.1 Ursache und Folgerung von Wälzlagerschäden

Als Lagerschaden wird nicht nur der Ausfall eines Wälzlagers bezeichnet, sondern auch die Minderung der Leistungsfähigkeit einer Lagerung [89]. Die Lebensdauer eines Wälzlagers ist theoretisch abhängig von [53]:

- Anzahl der Überrollungen der Laufbahnen
- Öleinheit
- Betriebsbelastungen

Zusätzlich kann die berechnete Lebensdauer durch Einbaufehler, Verschmutzung oder ungeeignete Schmierung nachhaltig reduziert werden [5], [27].

An jedem gelaufenen Lager sind Veränderungen der Kontaktflächen zwischen den Ringen und Wälzkörpern zu erkennen, die als Laufspuren bezeichnet werden. Alle Lager weisen einen natürlichen Verschleiß auf, der durch die Glättung der Rauheitsspitzen, vor allem in der Einlaufphase auftritt. Dagegen führt die Kontamination mit harten Fremdpartikeln, wie beispielsweise Sandkörnern, oder Überlastungen auf Dauer unvermeidlich zum Verschleiß bis hin zum Ausfall des Wälzlagers. Bei Überbelastungen tre-

ten auf den Laufbahnen und Wälzkörpern so genannte Riefenbildungen auf, die als Verschleißspuren zu erkennen sind (Bild 66 links).

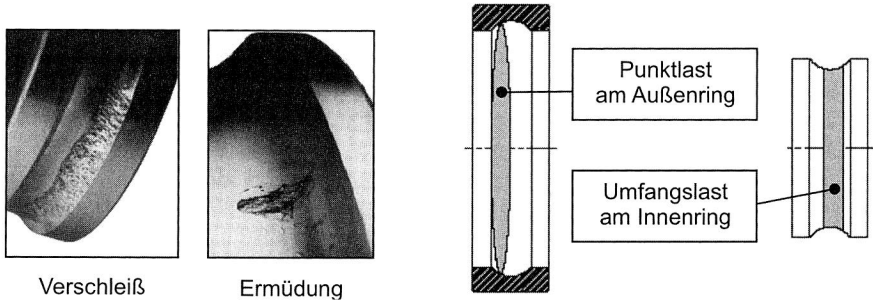


Bild 66: Lagerschäden am Rillenkugellager durch kombinierte Axial- und Radialbelastung [89]

Der Werkstoff von Laufbahnen und Wälzkörpern ist bei der Überrollung eines Schadens einer fortlaufenden Schwellbeanspruchung ausgesetzt. Dies führt zu ähnlichen Ausfallerscheinungen, wie bei der Ermüdung biegebeanspruchter Bauteile (Bild 66 rechts), sodass Dauerbrüche entstehen. Im Wälzlager verlaufen diese Bruchflächen weitgehend parallel zur Oberfläche und führen dabei zu flächigen Materialabschälungen.

Ermüdungsschäden zeichnen sich durch Ausbrüche (Pittings) oder Grübchen in der Laufbahn aus und treten in der Regel am Innenring, am Außenring und an den Rollkörpern auf. Die ausgebrochenen Teilchen werden von Wälzkörpern überrollt und sind Ausgangspunkt weiterer Pittings. Abhängig von der Schadensursache können Lagerschäden auf Sitz-, Wälz-, Bord- und Rollenstirnflächen, Käfig oder Dichtungen auftreten. In der Tabelle 14 sind Beispiele für mögliche Ursachen und die daraus folgenden Wälzlagerschäden aufgelistet.

Ursache	Wälzlagerschäden
Verschleiß	Risse, Pittings und Schälungen durch die Dauerbelastung
Einbaufehler	Verletzung der Laufbahnen, dadurch erhöhter Verschleiß
Verschmutzung	Fremdkörpereindrücke auf den Laufflächen führen zu Ermüdung
Korrosion	Abrieb und Rost erzeugen frühzeitigen Verschleiß
Stillstandskorrosion	Markierung in Folge von Vibrationen beim Stillstand
Mangelschmierung	Gleiten und erhöhter Verschleiß
Überschmierung	Heißlaufen durch Plansch- oder Walkarbeit

Tabelle 14: Ausfallursachen bei Wälzlager [27]

Abgesehen von der Entstehungsursache des Lagerschadens bewirkt dieser im ungünstigsten Fall den Ausfall der gesamten Anlage. Das Erkennen einer Schädigung im

Anfangsstadium ist daher von enormer Bedeutung, damit eine Wartung der Anlage eingeleitet werden kann.

7.1.2 Bisherige Lösungsmöglichkeiten der Lagerüberwachung

Statistisch gesehen kommen bei allen eingesetzten Wälzlagerungen bei etwa 0,35 % Lagerausfälle vor [89]. Davon entstehen in der Regel die meisten Lagerschäden durch unzureichende oder unpassende Schmierung, gefolgt von Lagerschäden verursacht durch Verschmutzung mittels Fremdkörperpartikel. Nur etwa 10 % alle Lagerschäden sind auf falsche Lagerauswahl und Berechnungsfehler zurückzuführen [89]. Gerade bei kostenintensiven Anlagen die im Dauerbetrieb eingesetzt werden, ist eine permanente Zustandsüberwachung der Wälzlager zweckmäßig. Die Wahrscheinlichkeit eines Anlagenstillstands aufgrund eines Lagerschadens steigt mit der Anzahl der Lager und deren Betriebsdauer.

Grundsätzlich verursacht mangelnde oder unpassende Schmierung einen deutlichen Anstieg der Lagertemperatur. Die Schmierfilmüberwachung wird heutzutage durch verschiedene Temperaturerfassungsmethoden am Lager realisiert. Bei permanent geschmierten Wälzlagerungen ist eine Temperaturerfassung auch außerhalb der Lager möglich, sodass diese grundsätzlich mit geringerem Aufwand verbunden ist. Dagegen werden bei dauerhaft geschmierten Wälzlagerungen deutlich höhere Ansprüche an die Messung der Schmierstofftemperatur gestellt. Anhand der Temperaturmessung sind nur Lagerschäden erkennbar, die durch mangelnde Schmierverhältnisse verursacht werden. Andere Schadensursachen bleiben weiterhin unerkannt.

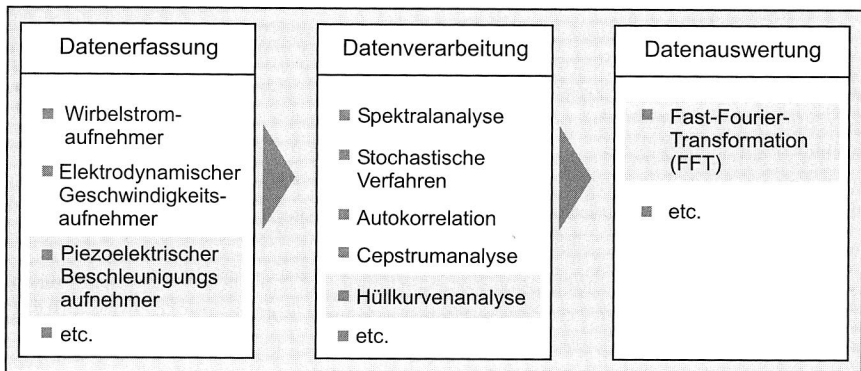


Bild 67: Messstrecke beim Lagerüberwachungssystem (LaSys - graue Fläche)

Neben der Temperaturüberwachung besteht die Möglichkeit mittels Schwingungsanalyse den Wälzlagerzustand zu diagnostizieren. Das Prinzip beruht auf der Erfassung von Beschleunigungen oder Vibrationen am Wälzlager, die anschließend durch geeignete Datenverarbeitung sowie eine Datenauswertung (z. B. mit Hilfe der FFT) visualisiert werden. Bild 67 zeigt die Messstrecke bei der Lagerzustandsüberwachung

beim Einsatz der Schwingungsanalyse. Die einzelnen Stufen der Messstrecke werden in nachfolgenden Kapiteln näher erläutert.

Seit mehreren Jahren kommen verschiedene Lagerüberwachungssysteme erfolgreich in industriellen Anwendungen zum Einsatz. Bislang sind am Markt unterschiedliche Lagerüberwachungssysteme erhältlich, die sich im Wesentlichen durch erforderliche Investitionskosten, gespeicherte Lagerdaten sowie eingesetzte Sensorik unterscheiden. In der Regel sind diese Systeme mobile externe Geräte, die zusätzlich an das entsprechende Wälzlager angepasst werden und für kurzfristige Zustandsuntersuchungen von mehreren Wälzlagern und Anlagen geeignet sind. Zudem verfügen diese Messgeräte über eine Datenbank von unterschiedlichen Wälzlagern und deren Einsatzgrenzen. Dagegen erfordern kostengünstige Systeme, die für langfristige Überwachung eines Wälzlagers vorgesehen sind, vor der Inbetriebnahme eine Referenzmessung des ungeschädigten Lagers. Darüber hinaus benötigen diese Überwachungssysteme eine bestimmte Montagerichtung, die für eine hohe Signalgüte unerlässlich ist.

7.2 Datenerfassung

Für die Messung von Körperschallsignalen werden überwiegend Weg-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungssensoren angewendet [41]. Grundsätzlich werden an die Sensoren für Lagerüberwachungsaufgaben folgende Anforderungen gestellt:

- hohe Messempfindlichkeit
- großer Signal / Rausch Abstand
- Frequenzselektivität
- geringer Platzbedarf

Aufgrund der kompakten Bauweise und des großen Dynamikbereichs finden in Bereich der Lagerdiagnostik piezoelektrische Beschleunigungssensoren die häufigste Anwendung [43], [41], [27]. Ein wesentlicher Nachteil dieser Sensorik sind zum einen die relativ hohen Systemkosten und zum anderen die geringe Messempfindlichkeit bei Frequenzen unter 100 Hz [41]. Neben diesen Sensoren kommen resonante mikro-mechanische Schwingungssensoren [41] und Klopfensensoren [43] in einigen Systemlösungen zur Lagerschädendetecktion zum Einsatz.

Für die Realisierung des Lagerüberwachungssystems im Labormaßstab wurde ein piezoelektrischer Beschleunigungssensor der Firma Kistler Instrumente GmbH (8618A500) eingesetzt. Dieser zeichnet sich durch folgende Merkmale aus [98]:

- das Messelement besteht aus Quarz und garantiert deshalb über Jahre hinweg eine gleichbleibende Messempfindlichkeit
- die Messempfindlichkeit des Sensors beträgt 10,93 mV/g und erfasst die Beschleunigungskräfte, die senkrecht zur Montagerichtung auftretenden
- das Titangehäuse und der Stecker sind hermetisch dicht, sodass ein Betrieb des Sensors in feuchter Umgebung oder Vakuum möglich ist
- leichte Montage durch eine Schraubenverbindung
- der Sensor verfügt über einen integrierten Verstärker, der die elektrische Ladung in ein Spannungssignal umwandelt

Für die Untersuchungen wurden verschiedene Sensorpositionen gewählt, die sowohl an unterschiedlichen Stellen am Lagergehäuse, als auch über einen Adapter in die Schmierbohrung des Lagers (Sensorposition 5) integriert werden können.

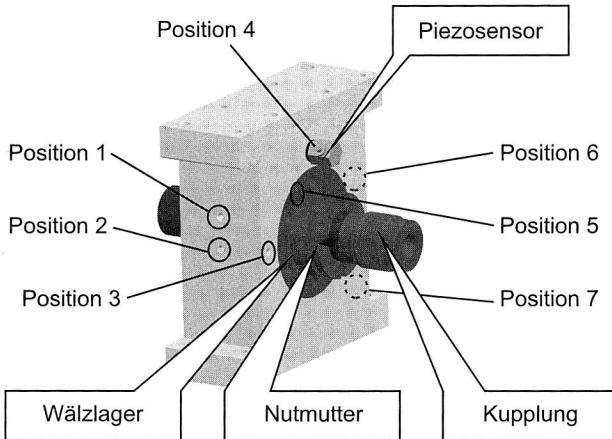


Bild 68: Sensorpositionen für die Beschleunigungsmessung

In Bild 68 sind die gewählten Sensorpositionen dargestellt, die im Versuch für die Zustandsüberwachung von Lagerschäden herangezogen worden sind. Besonders hohe Signalgüten ergaben die Untersuchungen bei den Positionen 2 und 6. Dabei befindet sich die gewählte Position für die Integration des Piezosensors in die mechatronische Spanneinheit auf der Seitenmitte des Lagergehäuses.

7.3 Datenverarbeitung

7.3.1 Möglichkeiten der Datenverarbeitung im Vergleich

Eine zuverlässige Wälzlagerüberwachung erfordert eine entsprechende Datenverarbeitung, die mit verschiedenen Methoden realisiert werden kann. Heutzutage sind verschiedene Verfahren der Zustandsüberwachung von Lagerschäden bekannt, wobei alle auf der Schwingungsanalyse basieren. Grundsätzlich wird zwischen:

- Kennwertüberwachung
- Diagnoseverfahren

unterschieden [43]. Mit Hilfe der Kennwertüberwachung wird aus einem Schwingungssignal ein geeigneter Wert gebildet, der für die Schadenserkenkung relevant ist. Die zu überwachende Komponente der Maschine wird anschließend regelmäßig auf die Überschreitung eines vorgegebenen Kennwertes überprüft. Voraussetzung für eine zuverlässige Überwachung mit Kennwerten sind gleichbleibende Betriebsbedingungen, wie beispielsweise Last und Drehzahl. Erschwert wird diese durch Schwingungen anderer Maschinenteile, sodass die tatsächlichen Schäden dabei schwierig zu differenzieren

sind. Andere Maschinenschäden oder Fehler, wie Unwucht, Getriebeschäden oder ähnliches, können nicht von Wälzlagerschäden unterschieden werden. Aus diesen Gründen ist eine Maschinenüberwachung, die ausschließlich auf Kennwerten basiert, in vielen Fällen als nicht ausreichend anzusehen.

Um zuverlässig Wälzlagerschäden festzustellen, müssen Auswerteverfahren der Signalanalyse verwendet werden. Nur mit deren Hilfe ist eine sichere Erkennung von Wälzlagerschäden und eine Abgrenzung gegenüber sonstigen Maschinenschäden und Störungen möglich. Zu den gängigsten Diagnoseverfahren der Schwingungsanalyse an Wälzlagern gehören [43], [103]:

- Spektralanalyse
- stochastische Verfahren
- Autokorrelation
- Cepstrumanalyse
- Hüllkurvenanalyse

Bei der **Spektralanalyse** wird das Frequenzspektrum des Schwingungssignals untersucht, indem die Amplituden der Überrollfrequenz bewertet werden. Prinzipiell gilt ein Wälzlagerschaden als zuverlässig erkannt, wenn erhöhte Amplituden bei den Überrollfrequenzen auftreten [43]. Diese Methode ist für die Vorhersage von Wälzlagerschäden wenig geeignet, weil nur eine Schadenserkenntnis im Endstadium möglich ist.

Beim **stochastischen Verfahren** können Wahrscheinlichkeitsgrößen des Schwingungssignals, wie beispielsweise die Streuungsmaße und höhere Momente der Wahrscheinlichkeitsdichte, Hinweise auf Wälzlagerschäden geben. Diese Kennwerte lassen jedoch keine Aussage über Schadensort und Schadensart zu [103].

Die **Autokorrelationsfunktion** ist eine der Signalbeschreibung im Zeitbereich dienende Funktion, die keine Phaseninformation beinhaltet. Sie gibt an, wie ähnlich die Anteile eines Zeitsignals sind, die zu verschiedenen Zeitpunkten auftreten [43]. Dieses Verhalten der Autokorrelationsfunktion kann dazu genutzt werden, periodische Signalverläufe in einem durch Rauschen gestörten Signal zu erkennen. Dadurch ist die Diagnose von Wälzlagerschäden mit Hilfe der Autokorrelationsfunktion nur eingeschränkt möglich. Außerdem versagt die Autokorrelationsfunktion bei stark gestörten Signalen oder schwachen Schäden.

Der Begriff **Cepstrum** ist definiert als eine Zeitfunktion, die durch Fouriersynthese aus einem logarithmierten Spektrum entsteht. Das Cepstrum hebt jede Änderung und Periodizität im Spektrum stark hervor. Das Leistungscepstrum ist ein häufig verwendetes Cepstrum. Dabei wird das Leistungsspektrum logarithmiert und einer inversen Fourier-Transformation unterzogen. Bei einem starken Wälzlagerschaden ist im Cepstrum eine deutliche Steigerung der Abszisse zu erkennen.

Das Frequenzspektrum des Schwingungssignals, die Autokorrelationsfunktion und das Cepstrum lassen nur bei starken, periodischen Stoßfolgen eine Aussage über die Stoßfolgefrequenz zu. Bei schwachen Signalen oder bei der Überlagerung durch andere Signale wird eine Erkennung erschwert oder sogar unmöglich.

Die zuverlässigste und am häufigsten verwendete Methode der Zustandsüberwachung an Wälzlagern ist die **Hüllkurvenanalyse**. Das Frequenzspektrum des Hüllkurvensignals ermöglicht eine exakte Erkennung und Bestimmung der Stoßfolgefrequenzen selbst bei schwachen und gestörten Signalen. Dadurch gelingt der Nachweis von Wälzlagerschäden schon sehr frühzeitig und ermöglicht eine Instandhaltung vor dem Lagerausfall [40], [44], [45], [69].

Die Bildung der Hüllkurve kann durch verschiedene Verfahren erfolgen:

- Hilberttransformation
- Demodulation von Stoßfolgen
- Gleichrichtung mit Tiefpassfilterung

Bei der **Hilberttransformation** wird die Phase des Eingangssignals $s(t)$ um 90° verschoben, sodass beispielsweise eine Kosinusschwingung in eine Sinusschwingung transformiert wird. Durch die Bildung der Hüllkurve einer amplitudenmodulierten Schwingung kürzt sich bei der Berechnung die Trägerschwingung heraus und als Hüllkurvensignal bleibt das Modulationssignal.

Die **Demodulation von Stoßfolgen** baut darauf auf, dass die Stoßfolgefrequenzen und deren Vielfache das Modulationssignal darstellen und die angeregten Strukturresonanzen als Trägerfrequenzen fungieren. Durch Tiefpassfilterung und Gleichanteilunterdrückung kann das Modulationssignal vom Trägersignal getrennt und die Stoßfolgefrequenzen und deren Vielfache aus dem gleichgerichteten Signal extrahieren werden.

Die Demodulation durch **Gleichrichtung und Tiefpassfilterung** ist aus der Rundfunktechnik bekannt. Sinn der Gleichrichtung bei der Demodulation ist die Trennung der Seitenbänder von der Trägerfrequenz. Durch die nachfolgende Tiefpassfilterung werden die Trägerfrequenz und weitere hochfrequente Signale unterdrückt, die durch die Gleichrichtung entstehen können. Mit einem Bandpassfilter vor der Gleichrichtung wird sichergestellt, dass nur die relevanten Trägerfrequenzen demoduliert werden [119]. Somit können die tieffrequenten Anteile des ursprünglichen Signals herausgefiltert werden, die sonst die Gleichrichtung und nachfolgende Tiefpassfilterung ungehindert passieren würden.

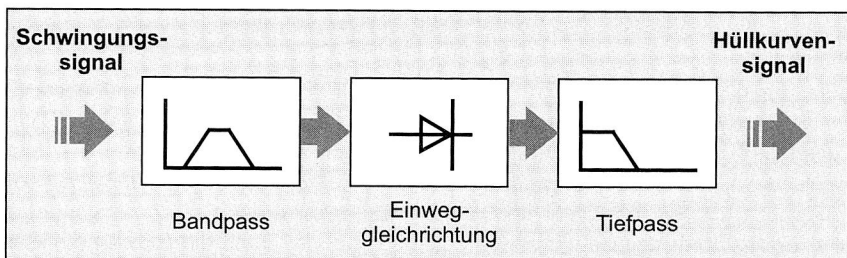


Bild 69: Bildung einer Hüllkurve durch Gleichrichtung und Tiefpassfilterung [68], [70]

Die Voraussetzung für eine erfolgreiche Zustandsüberwachung der Lager mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse ist die konstante Drehzahl des Wälzlagers. Zwar bestehen erste Ansätze durch die Ordnungsanalyse eine Zustandsüberwachung auch bei veränderlichen Drehzahlen durchzuführen [124], jedoch sind dafür noch zusätzliche Untersuchungen erforderlich. Im Vergleich zu anderen Verfahren ermöglicht das Frequenzspektrum des Hüllkurvensignals eine exakte Identifikation und Bestimmung von Wälzlagerschäden, sogar von schwachen und gestörten Signalen.

Die Realisierung der Hüllkurvenanalyse durch Bandpass, Gleichrichtung und Tiefpass kann einerseits durch eine reine softwaretechnische Lösung oder andererseits durch entsprechende Filterbausteine gelöst werden. Als Endlösung wird zwar die hardwaretechnische Realisierung der Hüllkurvenanalyse angestrebt, jedoch muss für die Filterauslegung zuerst die Hüllkurvenbildung mittels LabView realisiert werden, die außerdem für die Validierung der Ergebnisse genutzt werden kann.

7.3.2 Filterrealisierung durch LabView

Das Lagerüberwachungssystem (LaSys) soll mit dem Anfahren von Referenzpunkten verknüpft werden und somit an diese Geschwindigkeit angepasst werden. Bei vorhandenen Maschinen beträgt die Referenzpunktgeschwindigkeit 3000 mm/min und entspricht einer Drehzahl von 150 U/min bei einer Spindelsteigung von 20 mm.

Die Vorschubachse hat ein Spindeldurchmesser von 40 mm und benötigt ein Axial-Schräggugellager (ZKLF3080.2Z der Fa. INA Schaeffler KG) mit einem Innendurchmesser von 30 mm. Die interessanten Schadensfrequenzen sind neben der Lagergeometrie von der Lagerdrehzahl abhängig und treten in der Regel bei niedrigen Frequenzen auf. Vor der Filterauslegung sind die erforderlichen Grenzfrequenzen mit Hilfe einer softwaretechnischen Lösung der Hüllkurvenanalyse einzustellen. Dieses ermöglicht eine einfache Variation der Grenzfrequenzen von Band- und Tiefpass, um diese an die gewählten Geschwindigkeiten anzupassen. Eine softwaretechnische Lösung der Hüllkurvenbildung ist durch LabView realisiert. Dieses Programm ermöglicht eine grafische Entwicklungsumgebung, die speziell auf Mess- und Automatisierungsaufgaben zugeschnitten ist [63]. Um die Funktionsfähigkeit der Filter zu testen wird zuerst ein Sinussignal simuliert und die dazugehörige Filterreaktion beobachtet. Durch die Variation der Frequenzen des Sinussignals besteht die Möglichkeit die Filtergüte zu überprüfen.

Zuerst durchläuft das Signal den Bandpass, der von 100 Hz bis 10 kHz eingestellt ist, der die gewählte Sinusfrequenz von 2,5 kHz ungehindert passieren lassen. Nachfolgend wird das Signal gleichgerichtet, sodass nur noch positive Werte des Sinussignals vorhanden sind. Im Frequenzbereich bewirkt dies zusätzliche Oberwellen sowie Frequenzen, die deutlich unter der Eingangsfrequenz liegen. Die nachfolgende Tiefpassfilterung schneidet die höheren Frequenzen ab, die durch die Gleichrichtung entstehen. Das dazugehörige Frequenzspektrum enthält somit keine Frequenzen mehr, die höher als 5 kHz sind.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Hüllkurvenanalyse bei einem reinen Sinussignal eine Abschwächung der Amplitude zur Folge hat. Jedoch treten zusätzliche Oberschwingungen sowie Frequenzen auf, die sich im niederfrequenten Bereich befinden.

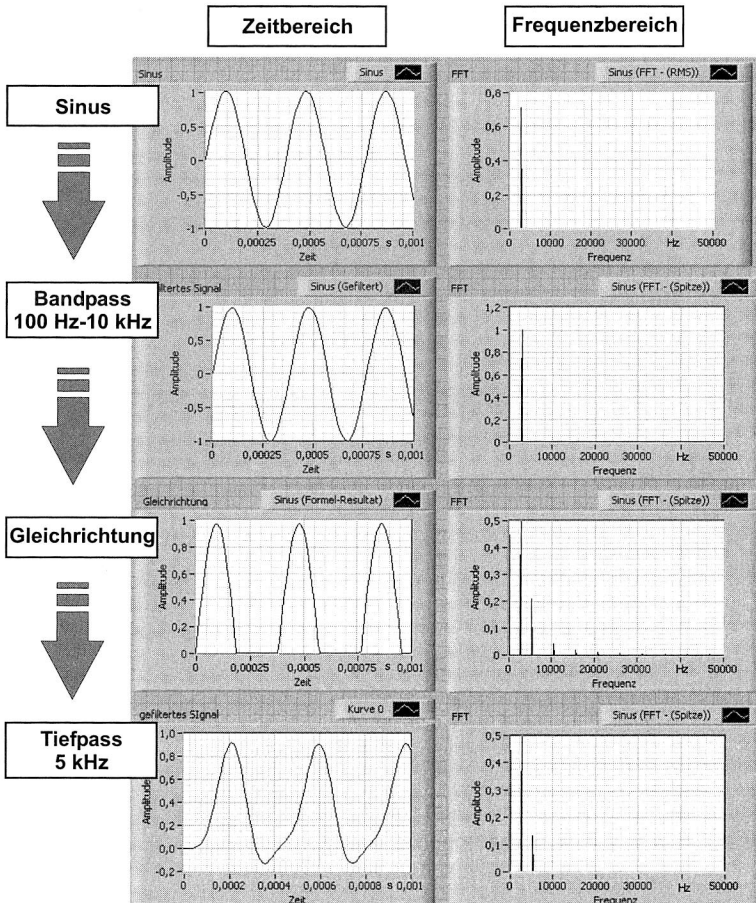


Bild 70: Hüllkurvenrealisierung am Beispiel eines Sinussignals (2,5 kHz) mit dem dazugehörigen Frequenzspektrum (links: Zeitbereich; rechts: Frequenzbereich)

Für die Filterauslegung kann die in Kapitel 5.2.1 vorgestellte Versuchsvorrichtung eingesetzt werden. Zur Steuerung von Motordrehzahlen wird ein Frequenzumrichter verwendet, der allerdings keine Rückmeldung über die tatsächliche Drehzahl erhält. Charakteristisch für einen Asynchronmotor ist die lastabhängige Kennlinie, sodass die erreichbaren Drehzahlen im Wesentlichen von der Belastung abhängig sind. Um eine

konstante Drehzahl zu gewährleisten, wurde eine zusätzliche Lichtschranke integriert, die bei jeder Umdrehung ausgelöst wird. Die tatsächliche Drehzahl wird anhand dieser Signale in LabView berechnet und anschließend visualisiert. In Bild 71 ist die Vorrichtung abgebildet, die sowohl für die Axialkraftermittlung als auch für Filterauslegung verwendet wurde.

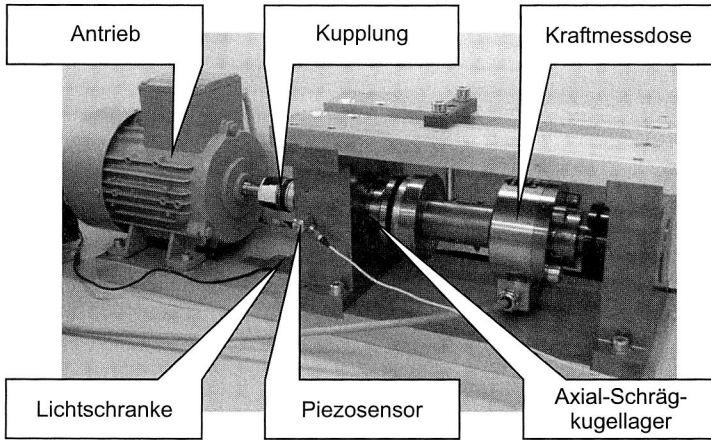


Bild 71: Vorrichtung für die Filterauslegung

Das Lagerüberwachungssystem und somit die Datenfilterung sind an die Geschwindigkeit von 150 U/min angepasst mit der die Werkzeugmaschine beim Referenzieren verfahren wird. Durch die Verwendung des Lagerüberwachungssystems während des Anfahrens der Referenzpunkte ist eine kontinuierliche Zustandsüberwachung möglich, ohne zusätzliche Nebenzeiten der Werkzeugmaschine zu verursachen. Die Signalfilterung ist mittels LabView für diese Drehzahlen ausgelegt. Steigende Drehzahlen bewirken eine Verschiebung der Schädigungsfrequenzen zu höheren Werten. Für eine Schadenserkennung sind höhere Drehzahlen zu empfehlen, da die charakteristischen Amplituden dabei besonders ausgeprägt sind. Anhand von Untersuchungen an defekten Wälzlagern sind in LabView die Filtereinstellungen variiert und die entsprechende Auslegung der Messstrecke festgelegt worden. Für die Hüllkurvenbildung betragen die Frequenzgrenzen des Bandpasses 100 Hz bis 10 kHz. Dagegen filtert der Tiefpass nach der Gleichrichtung alle Frequenzen, die über 5 kHz liegen und somit alle hochfrequenten Signale, die durch die Gleichrichtung des Signals im Frequenzspektrum entstehen. Die Messungen sind mit einer Abtastrate von 20 kHz durchgeführt worden.

Die Untersuchungen sind sowohl an intakten als auch an defekten Wälzlagern durchgeführt worden. In Bild 72 ist der Änderung des Frequenzspektrums und den dazugehörigen Amplituden an einem Beispiel von intakten und defekten Wälzlagern dargestellt. Daraus ist zu erkennen, dass ein Lagerschaden eine deutliche Amplitudensteigerung bei bestimmten Frequenzen verursacht, die dagegen bei intakten Wälzlagern nicht zu erkennen sind.

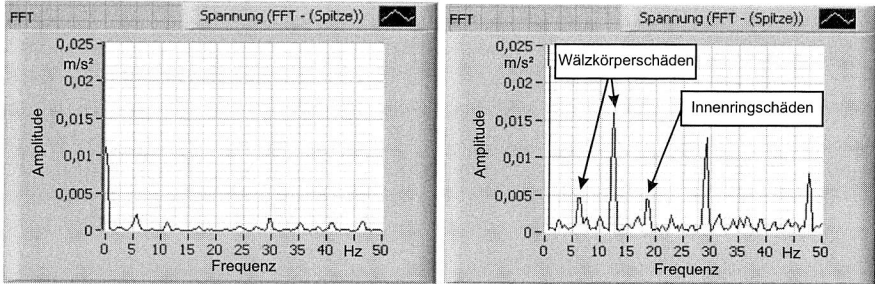


Bild 72: Frequenzspektrum eines intakten Lagers (links) und mit lokalem Innenringsschaden (rechts) bei 150 U/min

In der Regel besteht die Möglichkeit, bei bekannter Drehzahl und Lagergeometrie, die auftretenden Frequenzen zu berechnen. Diese Methode und die Frequenzberechnung für das eingesetzte Axial-Schräggugellager werden in Kapitel 7.4.1 näher erläutert.

7.3.3 Hardwaretechnische Realisierung der Datenverarbeitung

Die gesamte Messstrecke des Lagerüberwachungssystems ist abgekoppelt von Messrechnern und demzufolge durch eine hardwaretechnische Lösung umgesetzt worden. Dazu wurden für die Datenfilterung spezielle Bausteine der Firma Maxim vom Typ MAX274BENG verwendet. Der Baustein besteht aus vier getrennten Filterbausteinen, die in Abhängigkeit von der erforderlichen Filterauslegung separat genutzt werden können. Ein wesentlicher Vorteil dieser Filterbausteine ist einerseits die frei wählbare Filterordnung und andererseits der einstellbare Filterbereich durch entsprechende Pinbelegung. Die Filterauslegung ist mit einer Herstellersoftware realisiert, sodass die erforderliche Pin- und Widerstandsbelegung bestimmt werden kann.

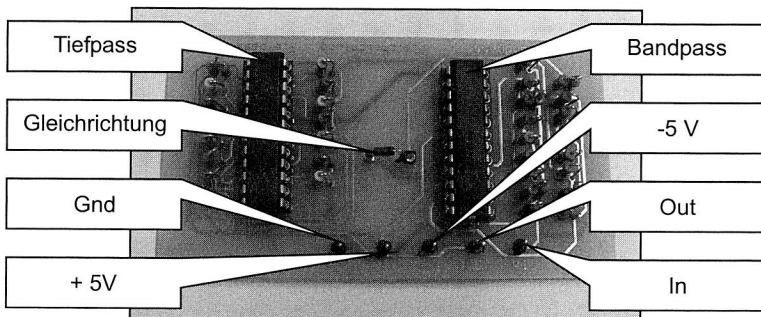


Bild 73: Hardwaretechnische Lösung der Datenfilterung

Das Bild 73 zeigt die realisierte Schaltung, die eine Hüllkurvenbildung des Signals ermöglicht. Durch die softwaretechnischen Voruntersuchungen wurde ermittelt, dass die Signale zuerst über ein Butterworth Bandpass vierter Ordnung mit der unteren Grenz-

frequenz von 100 Hz und der oberen Grenzfrequenz von 10 kHz gefiltert werden. Dazu werden nur zwei von vier möglichen Filterbausteinen benötigt. Die Hüllkurvendenmodulation erfolgt über eine Gleichrichtung und einen nachgeschalteten Tiefpass. Die Realisierung der erforderlichen Einweggleichrichtung erfolgt über eine Schottky-Diode, sodass die negativen Signale nicht durchgelassen werden. Anschließend wurde eine Butterworth Tiefpassfilterung achter Ordnung mit der Grenzfrequenz von 5 kHz realisiert, damit die Trägerfrequenz unterdrückt wird und nur die relevanten Frequenzen passieren können.

7.4 Datenauswertung

7.4.1 Auswerteverfahren und erwartete Lagerfrequenzen

Nach der Datenverarbeitung mit der Hüllkurvenanalyse steht das Signal für die Auswertung bereit. Grundsätzlich wird in der Schwingungsanalyse für die Darstellung der Frequenzspektren die Fast-Fourier-Transformation verwendet. Sie ist ein fundamentales Verfahren in der Signalverarbeitung, um Signale von der Zeitdarstellung in die Frequenzdarstellung überzuführen. Die auftretenden Frequenzen sind dabei ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz des Signals. Die Fourier-Transformation ist somit eine Integraltransformation, die eine Funktion in Sinus- und Kosinusbestandteile (Basisfunktionen) zerlegt, d. h. in eine Summe von Sinus- oder Kosinusfunktionen verschiedener Frequenz, Phase und Amplitude [16]. Die Fourier-Transformation hat einen Definitionsbereich der sich von $-\infty$ bis ∞ erstreckt. Die Fourier-Transformation wird mit folgender Formel beschrieben [80]:

$$F(\omega) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (\text{Gl. 34})$$

Für die Computer-Auswertung erweist sich die diskrete Fourier-Transformation (DFT), als besonders geeignet bei der, im Gegensatz zur kontinuierlichen Fourier-Transformation, von Signalen endlicher Dauer ausgegangen wird.

Am Beispiel eines Sinussignals ist in Bild 74 die Zeitbegrenzung des unendlichen Signals durch eine Rechteck-Fensterfunktion dargestellt. Im Frequenzbereich wird adäquat dazu aus einer Fourier-Transformation und der Faltung mit der Fensterfunktion die diskrete Fourier-Transformation (DFT) hergeleitet. Neben der Rechteckfensterfunktion finden auch weitere Fensterarten bei der Zeitbegrenzung der Fourier-Transformation Anwendung.

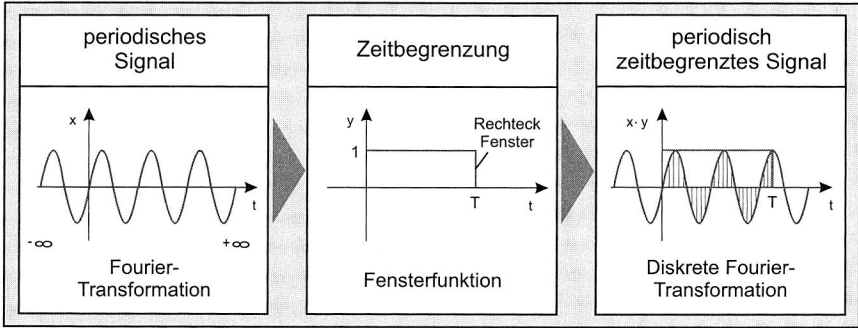


Bild 74: Begrenzung der Fourier-Transformation durch die Fensterfunktion

Normalerweise wird die diskrete Fourier-Transformation vereinfacht in der Form:

$$X(n) = \sum_{k=0}^{N-1} x(k)e^{(-j2\pi / N)kn} \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (\text{Gl. 35})$$

geschrieben, da die Fourier-Transformation eines periodischen Abtastsignals $x(k)$ exakt durch $X(n)$ gegeben ist. Einen wesentlichen Nachteil der DFT stellt der hohe Rechenaufwand dar.

Im Jahr 1965 veröffentlichten J.W. Cooley und J.W. Tukey einen mathematischen Algorithmus, der in der Literatur als Radix-2 DIT (Decimation-in-Time) Fast-Fourier-Transformation (FFT) Algorithmus bekannt ist. Der Vorteil gegenüber der diskreten Fourier-Transformation liegt im geringeren Rechenaufwand. Die FFT ist somit ein Algorithmus, der die Berechnung der DFT stark vereinfacht und dadurch den benötigten Rechenaufwand erheblich reduziert. Ist N die Größe der zu berechnenden DFT, so ergibt sich für die FFT ein Rechenaufwand der proportional zu $N \cdot \log_2 N$ ist. Bei der normalen DFT ergibt sich im Gegensatz dazu ein Rechenaufwand proportional zu N^2 . Die FFT nutzt Symmetrieeigenschaften aus und reduziert die Anzahl der erforderlichen Multiplikationen durch die Auswertung zunehmend größer zusammengefasster Abschnitte der Eingangsfolge.

Voraussetzung für die digitale Verarbeitung von Signalen ist, dass sie in Form von diskreten Werten bzw. Wertefolgen vorliegen. Wenn jedoch ein analoges Signal zur Verfügung steht, so müssen:

- Digitalisierung
- Signalbegrenzung
- Diskretisierung

durchgeführt werden. Die Umsetzung der analogen Signalfunktion in eine Folge von Zahlenwerten wird als Digitalisierung bezeichnet. Die zweite Stufe der Modifikation besteht darin, die abgetastete Funktion zeitlich zu begrenzen. Das Abtastsignal wird durch eine Fensterfunktion begrenzt, sodass mit einer endlichen Anzahl N von Abtastwerten gerechnet werden kann. Da die Fourier-Transformierte eine kontinuierliche Frequenz-

funktion darstellt und bei der Ausführung der Transformation durch einen Rechner lediglich Abtastwerte der Frequenzfunktion berechnet werden können, muss die Fourier-Transformierte noch mit Hilfe der Frequenzabtastfunktion diskretisiert werden. Dies entspricht im Frequenzbereich einer Multiplikation der Frequenzfunktion mit der Abtastfunktion. Das Resultat ist die diskrete Fourier-Transformation, die sowohl die Zeit- als auch die Frequenzfunktion durch diskrete Abtastwerte repräsentiert. [23]

Die Fast-Fourier-Transformation findet heutzutage für die Analyse von Schwingungs- und Schallsignalen zahlreiche Anwendungen und wird in Rahmen dieser Arbeit bei der Lagerdiagnose eingesetzt.

Bei einer bekannten Drehzahl sowie der Lagergeometrie des Wälzlagers können die Frequenzen berechnet werden, die bei einem Lagerschaden auftreten. Durch die Parameter Drehzahl n_L , Teilkreisdurchmesser D_T , Wälzkörperdurchmesser D_W , Anzahl der Wälzkörper z und Betriebsdruckwinkel α_B , kann das Frequenzspektrum mit folgenden Formeln berechnet werden [41], [121]:

- Käfigrotationsfrequenz für den feststehenden Außenring:

$$f_k = \frac{1}{2} n_L \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (\text{Gl. 36})$$

- Käfigrotationsfrequenz für den feststehenden Innenring:

$$f_k = \frac{1}{2} n_L \left(1 + \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (\text{Gl. 37})$$

- Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Außenring:

$$f_A = \frac{1}{2} n_L z \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (\text{Gl. 38})$$

- Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Innenring:

$$f_A = \frac{1}{2} n_L z \left(1 + \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (\text{Gl. 39})$$

- Wälzkörperrotationsfrequenz oder Wälzkörperspinfrequenz:

$$f_{wA} = \frac{1}{2} n_L \frac{D_T}{D_W} \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right)^2 \right] \quad (\text{Gl. 40})$$

- Überrollfrequenz einer Wälzkörperunregelmäßigkeit auf beiden Wälzbahnen:

$$f_w = 2f_{wA} = n_L \frac{D_T}{D_W} \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right)^2 \right] \quad (\text{Gl. 41})$$

Je nach Art und Ort des Lagerschadens bewirkt dieser eine Amplitudensteigerung bei bestimmten Frequenzen. Ein Schaden am Außenring ist raumfest und wird in der Regel gleichmäßig überrollt und bewirkt einen höheren Pegel der jeweiligen Schadens-

frequenz. Dagegen wird ein Innenringschaden periodisch mit der Rotordrehzahl durchlaufen, sodass zur Innenringüberrollfrequenz immer Seitenbandfamilien der Rotordrehfrequenz auftreten. Die Wälzkörperschäden durchlaufen dagegen die Schädigungsstelle dagegen mit der Käfigfrequenz und erzeugen Seitenbandfamilien zusätzlich zur Wälzkörperüberrollfrequenz. Schließlich äußern sich Oberflächen- und Verschleißschäden in der Wälzkörpertasche des Käfigs durch die Käfigfrequenz. So ist durch die Betrachtung des Frequenzspektrums sogar eine Aussage über den Entstehungsort des Lagerschadens möglich, vorausgesetzt die Signale werden zuvor durch die Bildung der Hüllkurve verarbeitet. [40]

Für das eingesetzte Axial-Schräggugellager können anhand der Gleichungen 36-41 die erwarteten Frequenzen berechnet werden, die beispielsweise bei der gewählten Geschwindigkeit des Anfahrens der Referenzpunkte (150 U/min) entstehen würden. Das eingesetzte Lager verfügt über 34 Wälzkörper, die in zwei Reihen angeordnet sind.

Phänomen	Symptome im Hüllkurvenspektrum	Frequenzen des Axial-schräggugellager
mechanisches Spiel	$z \cdot f_n$	42,5 Hz
lose Teile, Wellenanriss	$z \cdot f_n$	42,5 Hz
lokaler Innenringschaden	$f_i, z \cdot f_n$	22,78 Hz; 42,5 Hz
lokaler Außenringschaden	f_A	19,55 Hz
lokaler Wälzkörperschaden	f_w, f_{WA}, f_K $f_w + z \cdot f_K,$ $f_{WA} + z \cdot f_K,$	7,15 Hz; 14,30 Hz; 1,15 Hz 26,7 Hz 33,85 Hz
Käfigschaden	f_K	1,15 Hz

Tabelle 15: Lagerschäden und die dazugehörigen Frequenzen für die Testumgebung [137], [138]

Werden die Frequenzen aus der Tabelle 15 betrachtet, so wird deutlich, dass das Lagerüberwachungssystem nur das Frequenzspektrum unter 50 Hz überwachen muss, da bei der gewählten Drehzahl alle schadensrelevanten Frequenzen zwischen 0-50 Hz liegen.

7.4.2 Realisierung der Datenauswertung mit einem Mikrocontroller

Eigenschaften des Mikrocontrollers

Ein Mikrocontroller stellt ein komplettes Prozessorsystem dar, bei dem neben der eigentlichen Central Processing Unit (CPU) wesentliche Peripheriekomponenten auf dem Chip integriert sind, wie beispielsweise Speicher, Timer, serielle, binäre oder analoge Schnittstellen. Durch diese On-Chip-Peripherie werden externe Bauteile stark reduziert, sodass kompakte Schaltungen mit sehr kleinem Platzbedarf entstehen. Weiterhin können sie über ein selber erstellbares Steuerprogramm individuell an die geforderten Aufgaben angepasst werden [56], [103].

Für das Lagerüberwachungssystem ist zur Datenauswertung ein leistungsfähigster 16-Bit-Mikrocontroller C167 der Firma Infineon Technologies AG gewählt worden. Dieser Mikrocontroller zeichnet sich durch hohe CPU-Leistung (Befehlsausführungszeit von 9,7 μ s), einer großen Vielfalt bereits auf dem Chip integrierter Peripherie-Einheiten sowie einem großen ON-Chip-Programm aus. Dieser Prozessor wird mit zusätzlicher Peripherie auf einer kleinen Leiterplatte integriert, das als miniModul am Markt erhältlich ist. Charakteristische Eigenschaften sind in Tabelle 16 dargestellt.

Entwicklungs-Board	miniModul C167 mit C167CR LM
Interne Taktfrequenz	20 MHz
Architektur	16 Bit
ROM / Flash	128 kB
RAM	128 kB
Analog/Digital-Converter	1
Gemultiplexte Eingänge	16
Auflösung	10 Bit
Wandlungsgeschwindigkeit	9,7 μ s
CAN-Bus tauglich	ja
Anschaffungspreis	niedrig

Tabelle 16: Eigenschaften der Entwicklungs-Platine

Zum Betrieb des miniModuls C167 sind noch zusätzliche Hardwarebaugruppen erforderlich, die mit dem Development-Board zur Verfügung gestellt werden. Als Programmierumgebung wurde der C-Compiler (μ Vision2) gewählt. Die μ Vision2-Entwicklungsumgebung kombiniert Projekt-Management, Quellcode-Editierung, und Programm-Debugging in einem System. Der μ Vision2-Debugger ermöglicht zusätzlich die vollständige Simulation des Zielprogramms auf dem Rechner.

Realisierung der FFT mit Mikrocontroller

Ein wesentlicher Unterschied zu den konventionellen Lagerüberwachungssystemen ist zum einen die Realisierung der Datenauswertung durch den Mikrocontroller und zum anderen die Kommunikation mit der Maschinensteuerung. Das Prinzip der Messstrecke ist in Bild 75 dargestellt und besteht aus der Datenerfassung mit piezoelektrischem Sensor, der Hüllkurvenbildung in Form von Bandpass, Gleichrichtung und Tiefpass, einer anschließenden Datenverarbeitung mit dem Mikrocontroller sowie der Datenvisualisierung an der Maschinensteuerung.

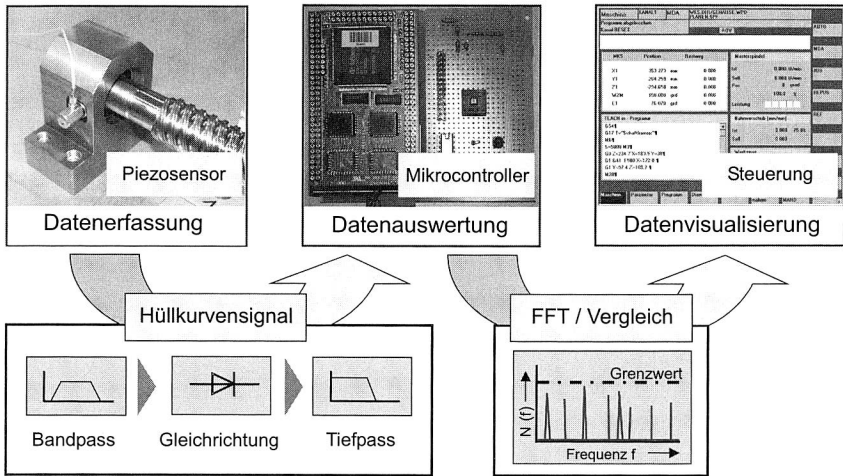


Bild 75: Prinzip der Lagerüberwachungsstrecke LaSys

LaSys wird im Laborbetrieb mit gewissen Einschränkungen betrieben, die im Folgenden kurz erläutert werden. Durch die Bewegung des Schlittens zwischen zwei Endpositionen wird die Spindel ständig beschleunigt oder abgebremst. Dadurch verfügt das eingesetzte Wälzlager über eine unterschiedliche Drehzahl, die für eine zuverlässige Zustandsüberwachung ungeeignet ist. Bei Maximalgeschwindigkeit fährt der Schlitten mit konstanter Geschwindigkeit lediglich über eine kurze Distanz. Wird jedoch die Geschwindigkeit reduziert, so verlängert sich der Messbereich, der für die FFT Auswertung herangezogen werden kann. Das Lagerüberwachungssystem ist an das Anfahren der Referenzpunkte mit 150 U/min und einer geringen Vorschubgeschwindigkeit angepasst. Erst bei einer konstanten Geschwindigkeit (Beschleunigung gleich Null), sind die Daten für eine Lagerdiagnose verwertbar. Diese Bedingung kann entweder durch eine hardware- oder softwaretechnische Lösung erfüllt werden. Die Hardwarelösung muss bei einer Änderung der Parameter neu kalibriert werden. Dagegen ermöglicht die Softwarelösung auch bei veränderlichen Parametern eine zuverlässige Ermittlung der konstanten Geschwindigkeit, indem die Erfassung der Messwerte erst beginnt, wenn die Beschleunigung gleich Null ist.

Die Datenerfassung und Realisierung der Hüllkurvenanalyse wurde im Kapitel 7.3 ausführlich beschrieben. Im Folgenden soll die Umsetzung und Anpassung des Mikrocontrollers an die Aufgabe näher erläutert werden. Nach der Bildung der Hüllkurve steht ein analoges Signal für die weitere Verarbeitung zur Verfügung.

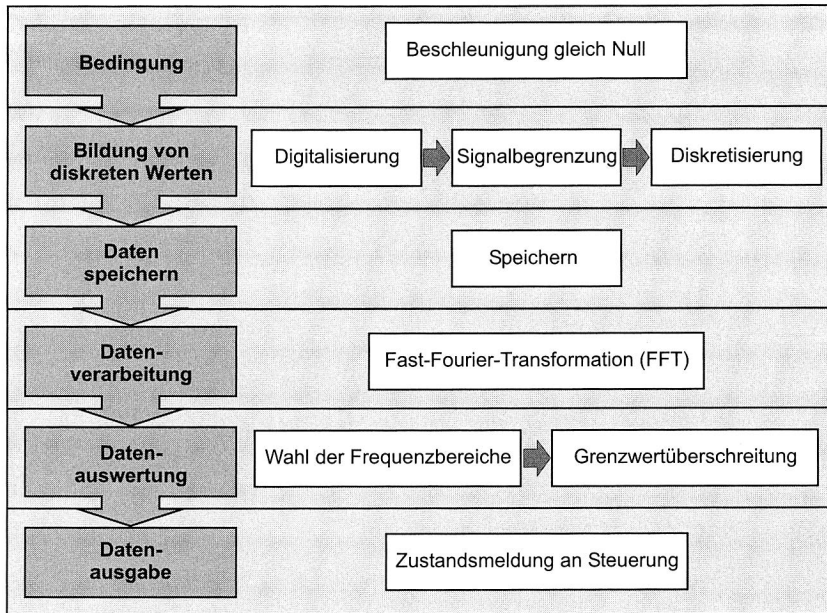


Bild 76: Aufgaben des Mikrocontrolles

Ein Mikrocontroller für die Lagerüberwachung muss folgende Aufgaben übernehmen:

- Signalabtastung mit 10 Bit A/D-Wandler
- Daten speichern
- Signalanalyse durch die FFT Auswertung
- Überprüfung der Frequenzen auf Grenzwertüberschreitung
- Ausgabe der Messergebnisse

Das Signal des piezoelektrischen Beschleunigungssensors durchläuft erst die Filterung der hardwaretechnischen Lösung der Hüllkurvenanalyse, bevor es vom A/D-Wandler des Mikrocontrollers digitalisiert wird. Dabei muss das Abtasttheorem beachtet werden, damit kein Aliasing Effekt auftreten kann und somit Fehler beim Abtasten von Signalen entstehen. Damit das Ursprungssignal korrekt wiederhergestellt werden kann, dürfen im abgetasteten Eingangssignal nur Frequenzanteile vorkommen, die weniger als halb so groß sind, wie die Abtastfrequenz. Ansonsten werden auch Frequenzanteile, die größer sind als die halbe Abtastfrequenz, als niedrigere Frequenzen interpretiert.

Eine Verkleinerung des Intervalls T der Abtastfunktion ist gleichbedeutend mit einer Vergrößerung des Frequenzintervalls ihrer Transformierten. Daraus folgt, dass sich mit zunehmender Abtastfrequenz, die durch die Faltung verursachten Reproduktionen der Frequenzfunktion immer weiter voneinander entfernen, bis sie sich im Idealfall nicht mehr überlappen. Nur dann lässt sich der durch Überlappung verursachte Informations-

verlust verhindern und die abgetastete Funktion genau rekonstruieren. Wird eine Funktion mit einer Frequenz abgetastet, die größer oder gleich der Nyquist-Frequenz:

$$\frac{1}{T_N} = f_N = 2 \cdot f_g \quad (\text{Gl. 42})$$

ist, tritt keine Bandüberlappung auf. Wenn das Signal, wie es in der Praxis häufig vorkommt, nicht bandbegrenzt ist, so muss es entweder vor der Abtastung durch einen Tiefpass gefiltert oder aber so hoch abgetastet werden, dass der Bandüberlappungseffekt vernachlässigt werden kann. Falls es nicht zu vermeiden ist, dass hohe Frequenzen im Eingangssignal vorhanden sind, wird es zur Unterdrückung von Alias-Effekten durch einen Tiefpass gefiltert.

Die obere Frequenzgrenze des Bandpasses bei der Hüllkurvenbildung beträgt 10 kHz, sodass es ausreichend ist, das analoge Signal mit einer Frequenz von 20 kHz abzutasten. Durch die Wandlung wird das Signal zusätzlich auch diskretisiert und steht danach für die FFT Auswertung bereit. Bei diesem computergestützten Messwertfassungssystem mit Hilfe des Mikrocontrollers wird eine 12-bit Auflösung verwendet, was einer Quantisierung der Signalamplitude in 4098 Werten entspricht. Diese Daten werden im Mikrocontroller abgespeichert und anschließend der FFT Datenauswertung unterzogen. Somit steht eine Zahlfolge zur Verfügung, wobei die Werte die Amplitude darstellen und die entsprechenden Frequenzen sich aus der gewählten Messauflösung ergeben.

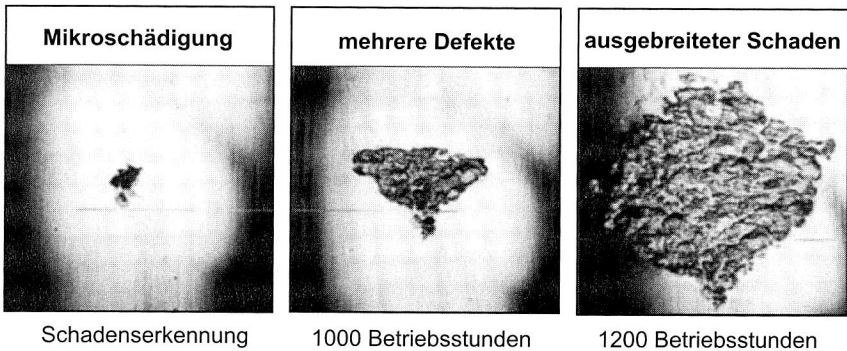


Bild 77: Schadensentwicklung beim Wälzlager [89]

Für die Bestimmung der Grenzwerte, bei denen ein Lager defekt ist, sind so genannte Schadensstufen definiert (Bild 77):

Normalbetrieb: Bereits neuwertige Lager erzeugen ein Grundrauschen, das durch Maßtoleranzen verursacht wird. Manchmal sind die charakteristischen Überrollfrequenzen im Spektrum zu erkennen, was auf Materialunregelmäßigkeiten und/oder Fertigungsabweichungen zurückzuführen ist.

Erste Mikroschädigungen: Eine Verformung der Kontaktflächen zwischen den Wälzkörpern und Laufringen führt zur Bildung von feinen Rissen unter der Oberfläche der Laufbahnen. Bei weiterer Beanspruchung des Lagers setzen sich die Risse bis zur Oberfläche fort und es entstehen feine Grübchen, die beim Überrollen zu einer gleichförmigen Schallerregung führen. Im Hüllkurvenspektrum treten dann Seitenbandfamilien mit Abstand der Käfigfrequenz um die Schadensfrequenz des Wälzkörpers und deren Harmonische auf.

Mehrere Defekte: In den Fällen, in denen der Schaden fortschreitend ist, nimmt nach weiterer Belastung die Größe und Anzahl der Grübchen zu, und es kommt zu ersten Schälungen, d. h. einzelne Materialstücke lösen sich schollenartig aus den Laufbahnen. Die Amplituden der Spektren wachsen nicht mehr linear mit der Zeit.

Ausgebreiteter Schaden: Wenn das Lager weiter betrieben wird, breiten sich die Schälungen schneller aus, bis sie sich über einen Großteil der betroffenen Laufbahn erstrecken. Durch die großflächigen Schälungen ist das Abrollverhalten stark gestört und es resultieren daraus starke, energiereiche Beschleunigungen. Im Körperschallspektrum ist nun ein einheitlicher „Rauschteppich“ über den gesamten Frequenzbereich zu erkennen.

Ausfall des Lagers. Die Schädigung der Laufringe ist so weit fortgeschritten, dass ein Abrollen der Wälzkörper nicht mehr stattfindet. In diesem Stadium kann im Hüllkurvenspektrum starkes Rauschen festgestellt werden, da keine periodischen Anregungen mehr stattfindet. Im Amplitudenspektrum treten wegen des Schlagens oft Harmonische der Wellendrehfrequenz auf [40].

Diese Schadensstufen können bei der Festlegung der Grenzwerte unterschieden werden, sodass die untere Amplitudengrenze beim Auftreten von mehreren Defekten und die obere beim Lagerausfall gewählt wurde.

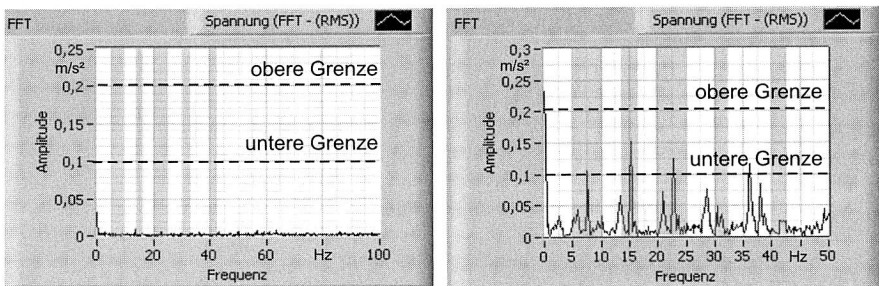


Bild 78: Zu überwachende Frequenzbereiche (graue Fläche) mit zwei Meldestufen (links: intaktes Wälzlager; rechts: Wälzlager mit einem Lagerschaden)

In Bild 78 sind die Frequenzbereiche dargestellt, die bei der Lagerüberwachung relevant sind. Diese Bereiche sind anhand der Wälzlagergeometrie berechnet worden und werden auf die Überschreitung der festgelegten Grenzen überwacht. Der Mikrocontroller wählt in der Zahlenfolge die Frequenzbereiche aus, die für einen Wälzlager-

schaden bei gewählter Drehzahl interessant sind. Anschließend vergleicht er den entsprechenden Amplitudenwert, ob eine Grenzwertüberschreitung stattgefunden hat. Die erste Warnung des Maschinenbedieners findet statt, wenn die Amplitude den unteren Wert überschritten hat, sodass ein bestimmter Zeitpuffer bis zum endgültigen Ausfall des Lagers zur Verfügung steht. Überschreitet jedoch die Amplitude den oberen Wert, so ist ein weiterer Lagerbetrieb nicht empfehlenswert. Die Realisierung der Kommunikation zwischen Mikrocontroller und Maschinensteuerung sowie die Fehlerausgabe und Bedienung werden im Kapitel 8.2.1 ausführlich beschrieben.

7.5 Validierung der Messstrecke

Die hardwaretechnische Lösung des Lagerüberwachungssystems LaSys muss zusätzlich auf die Erfüllung der Spezifikationen getestet werden. Dazu werden folgende Systemtests durchgeführt:

- separater Datenfiltertest mit Frequenzgenerator
- Test der FFT Auswertung des Mikrocontrollers
- Überprüfung der Messstrecke Sensor-Filter
- Gesamtsystemtest

Zuerst wird die Funktionsfähigkeit der hardwaretechnischen Filterlösung getestet. Dabei erzeugt ein Frequenzgenerator ein Sinussignal, dessen Frequenzen frei wählbar sind. Diese Daten werden nach der Datenverarbeitungseinheit am Speicheroszilloskop grafisch dargestellt und ermöglichen eine einfache Überprüfung der Filterfunktionen.

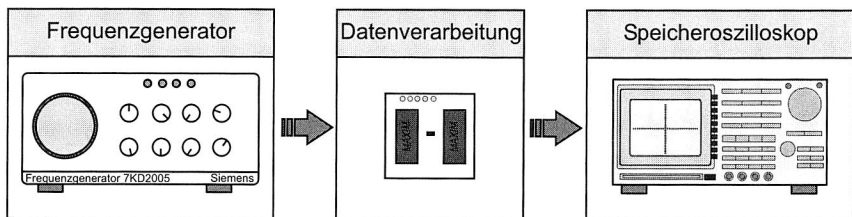


Bild 79: *Prinzipische Skizze des Funktionstests für die Datenfilterung*

Dazu werden separat die einzelnen Stufen der Datenfilterung abgegriffen und deren Funktion überprüft. Zuerst wird der Filterbereich des Bandpasses über ein Frequenzgebiet von 1 Hz bis 20 kHz getestet und die Filtergüte sowie die entsprechende Signaldämpfung bewertet. Danach wird die Funktionsfähigkeit der Gleichrichtung überprüft, indem einerseits die Signale nach der Bandpass und Gleichrichtung und andererseits nur die Gleichrichtung separat betrachtet wurden. Die Aufgabe der Gleichrichtung ist es, keine negativen Signale durchzulassen, sodass danach das Sinussignal an der Nulllinie abgeschnitten wird und an dieser Stelle das Signal den Wert Null hat. Abschließend wird die Güte des Tiefpasses durch die Betrachtung der gesamten Filterstufen bestimmt, sowie der Funktion des einzelnen Filterbausteins. Anhand der durchgeführten Filtertests ist die Funktionsfähigkeit der Datenfilterung nachgewiesen.

Die zweite Stufe umfasst den Funktionstest des Mikrocontrollers. Dazu wurde eine Visualisierung der FFT Ergebnisse über die serielle Schnittstelle in LabView realisiert. Ein Frequenzgenerator erzeugt ein definiertes Sinussignal, das vom Mikrocontroller mit einer Frequenz von 20 kHz abgetastet wird. Die Daten, bestehend aus 4098 Werten, werden im Mikrocontroller gespeichert. Aus dieser Datenmenge wird eine FFT zum einen direkt über LabView und zum anderen über den Mikrocontroller ausgewertet und anschließend beide Ergebnisse zum Vergleich an LabView übergeben. Dadurch steht eine identische Datenmenge sowohl für die FFT Auswertung durch LabView, als auch Mikrocontroller zur Verfügung.

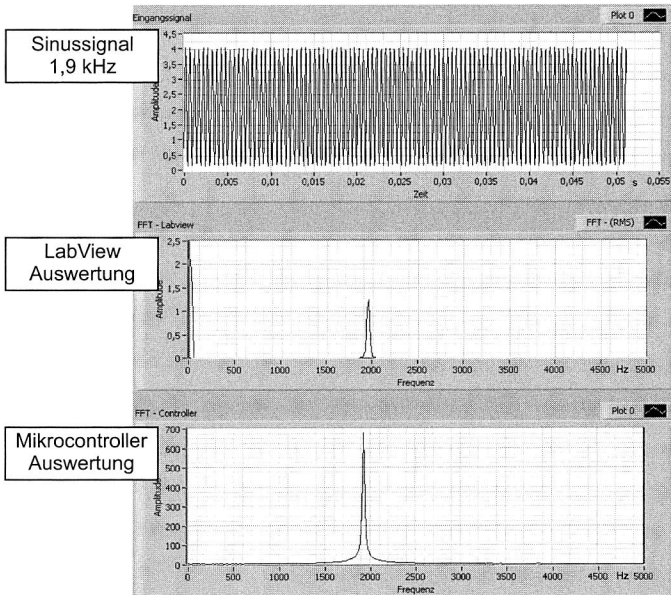


Bild 80: FFT Auswertung eines Sinus Signals 1,9 kHz (oben) durch LabView (Mitte) und Mikrocontroller (unten)

Die Ergebnisse des Vergleichs sind in Bild 80 dargestellt. Zu erkennen ist, dass beide Auswertungen die Frequenz bei 1,9 kHz aufweisen was der eingestellten Frequenz am Frequenzgenerator entspricht. Der Unterschied in der Amplitudenhöhe ist durch die verschiedenen Amplitudendarstellungen bedingt.

Damit die Zuverlässigkeit des gesamten Lagerüberwachungssystems gewährleistet werden kann, muss die Messstrecke mit einem defekten Lager aufgebaut und anschließend den verschiedenen Auswertestrategien unterzogen worden. Damit der Filterbaustein die Daten verarbeiten kann, benötigt er eine zusätzliche Signalverstärkung. Liegt der Singalpegel unter einem bestimmten Schwellwert, ist eine zuverlässige Hüllkurvenbildung mit den eingesetzten Filterbausteinen nicht mehr gewährleistet.

Für die Auswertung und die Anpassung der Grenzen stehen Axial-Schrägkugellager mit unterschiedlichen Schadensstufen zur Verfügung. Gegenüber der Auswertungsmethode mit LabView verfügt der Mikrocontroller über geringere Abtastwerte, die sich wiederum auf die Frequenzauflösung auswirken. Bei der gewählten Frequenz von 20 kHz und 4096 Abtastwerten sind die Möglichkeiten des Mikrocontrollers erreicht, sodass eine Frequenzauflösung von 4,8 Hz bei diesem Lagerüberwachungssystem erzielt wird. Die relativ grobe Auflösung hat zur Folge, dass sie sich gerade im niederfrequenten Bereich auf eine genaue Frequenzzuordnung negativ auswirkt.

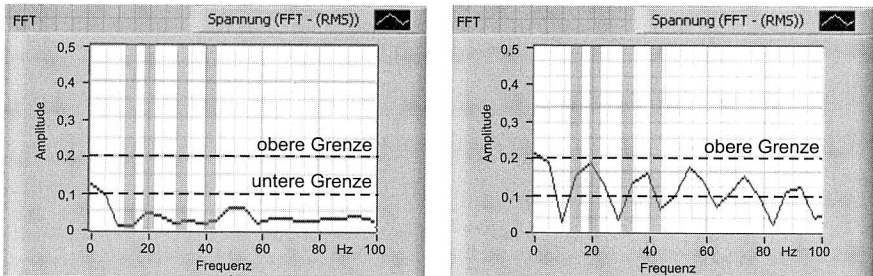


Bild 81: Signale der hardwaretechnischen Lösung des Lagerüberwachungssystems LaSys (links: intaktes Wälzlager; rechts: defektes Lager)

In Bild 81 ist ein Auswertungsbeispiel des realisierten hardwaretechnischen Lagerüberwachungssystems dargestellt. Dabei ist das Problem der geringen Frequenzauflösung sowie der Amplitudenanstieg bei defektem Wälzlager zu erkennen. Im Gegensatz zur LabView Auswertung ist mit dem Mikrocontroller nur ein Lagerschaden detektierbar, jedoch kann damit keine Aussage in Bezug auf den Schadensort getroffen werden. Durch den Einsatz eines leistungstärkeren Mikrocontrollers kann eine bessere Frequenzauflösung erzielt werden, die wiederum mit zusätzlichen Investitionen verbunden ist. Bei der Versuchsachse ist es durchaus ausreichend, den Schadensfall zu detektieren, wobei der Schadensort von geringer Bedeutung ist. Mit den durchgeführten Funktionstests sind sowohl unterschiedliche Stufen des Lagerüberwachungssystems LaSys, als auch das Gesamtsystem untersucht und die Ergebnisse mit der softwaretechnischen Lösung verglichen worden. Diese ergaben eine zuverlässige Detektion des Lagerschadens im Laborbetrieb für die festgelegten Amplitudengrenzen.

Fazit

Der Realisierung des Lagerüberwachungssystems durch eine rein hardwaretechnische Lösung ermöglicht eine zuverlässige Zustandsüberwachung von Wälzlagerschäden im Laborbetrieb. Allerdings muss das gesamte System an die Gegebenheiten einer Werkzeugmaschine angepasst werden. Sowohl bei der Filterauslegung, als auch bei der Datenauswertung ist drauf geachtet worden, dass die Parameterwahl, wie beispielsweise die Drehzahl, an das Anfahren der Referenzpunkte einer Werkzeugmaschine angepasst ist. Durch einen anschließenden Funktionstest wurde die Funktionsfähigkeit des realisierten Lagerüberwachungssystems verifiziert.

8 Integration des Lagerüberwachungssystems „LaSys“ in die Maschinensteuerung

Im vorherigen Kapitel wurde das Lagerüberwachungssystem „LaSys“ mit seinen Komponenten und Parametern vorgestellt. Um eine Integration in die Maschinensteuerung zu gewährleisten, muss eine Kommunikationsmöglichkeit zwischen Mikrocontroller und Maschinensteuerung bestehen. Zunächst ist es erforderlich, die Maschinensteuerungen und Mikrocontroller unterschiedlicher Hersteller zu analysieren und eine Kommunikationsschnittstelle zu definieren. Abschließend wird das realisierte Kommunikationssystem der Lagerüberwachung vorgestellt und ein Funktionstest an einer bestehenden Werkzeugmaschine durchgeführt.

8.1 Offene Steuerung für Werkzeugmaschinen

Die numerische Steuerung (CNC) ist eine Schlüsselkomponente der modernen Werkzeugmaschinen und Automatisierungssysteme. Grundsätzlich werden an die modernen Steuerungen der Werkzeugmaschinen folgende Anforderungen gestellt [14], [107]:

- bedienergerechte Programmierung und Nutzung
- anwenderfreundliche Unterstützung bei Projektierung, Inbetriebnahme und Diagnose
- Erweiterbarkeit der Hardware durch PC-Standardkomponenten
- Möglichkeit der grafischen Programmierung
- Offenheit für spezifische Softwareanpassungen, z. B. für Werkzeugmaschinenhersteller
- Zuverlässigkeit und Stabilität während des Betriebs
- geringe Stillstandszeiten und Wartungskosten
- marktgerechter Preis
- geringer Anpassungs- und Integrationsaufwand

Numerische Steuerungen sind komplexe Systeme, bestehend aus Hard- und Softwarekomponenten, die für die Automatisierung von Produktionsmaschinen eingesetzt werden [55], [118]. Einen besonderen Aspekt stellt dabei die Echtzeitfähigkeit dieser Systeme dar. In der Regel bestehen moderne Maschinensteuerungen aus folgenden Funktionsgruppen (Bild 82):

- Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS)
- Achsregelung mit NC
- Mensch-Maschine-Schnittstelle (MMC)

SPS sind elektronische Steuerungen, deren Funktion und Eigenschaft als Programm im Steuerungsgerät gespeichert ist. Sie werden vorwiegend für binäre Verknüpfungs- und Ablaufsteuerungen eingesetzt. Die Elementarfunktionen aller Steuerungen für CNC-Maschinen sind die Regelung numerischer Achsen und die Ausführung von Schalt- und Technologiefunktionen. Die Steuerung und Achsregelung benötigen echtzeitfähige Hardwarekomponenten und Antriebssysteme. Die MMC ist das

Ein/Ausgabegerät für die Maschinensteuerung, die Überwachung aller Steuerungsfunktionen und die Eingabe von Daten. Heute werden für diese Aufgaben meist Industrie PCs (IPC) verwendet. [103]

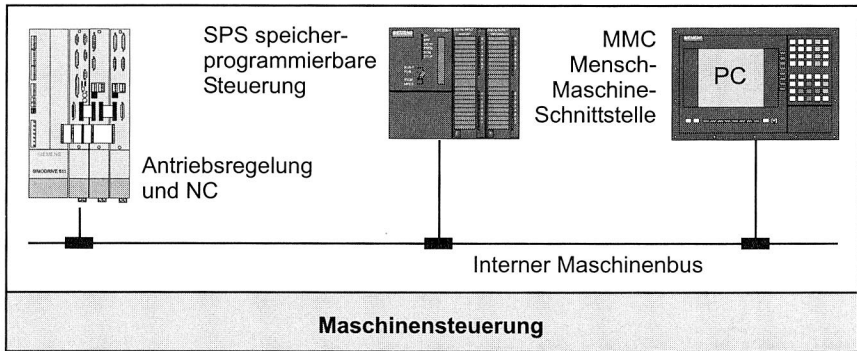


Bild 82: Funktionsblöcke einer Maschinensteuerung [103]

Die einzelnen Komponenten der Maschinensteuerung sind über einen internen Maschinenbus miteinander verbunden, wie beispielsweise der MPI-Bus bei Steuerungen der Firma Siemens. In den letzten Jahren haben sich einige Hersteller für den Einsatz in Werkzeugmaschinen etabliert. Steuerungshersteller mit hohem Marktanteil sind z. B.:

- Siemens / Sinumerik
- Heidenhain
- Fanuc

Eine Integration des Lagerüberwachungssystems in die Werkzeugmaschinensteuerung ist nur möglich, wenn diese eine softwaretechnische Einbindung zusätzlicher Anwendungen erlaubt und somit „offen“ ist [102]. Diese oben aufgeführten Hersteller bieten sogenannte „offene Steuerungen“ an, deren Merkmal die Integration von zusätzlichen anwendungsspezifischen Funktionen ist. Damit besteht die Möglichkeit individuelle Kundenlösungen anzubieten und durch spezielle Sonderfunktionen den Automatisierungsgrad einer Werkzeugmaschine zu erhöhen. Der Begriff der offenen Steuerung hat nicht überall die gleiche Definition. Daher werden in Bild 83 die Stufen der Steuerungs-offenheiten mit ihrer Eigenschaften dargestellt.

Bei der offenen Bedienung besteht die Offenheit nur für nicht-zeitkritische Module. Dabei können nur Applikationen integriert werden, die keine Echtzeitfähigkeit erfordern. Grundsätzlich können in dieser Steuerungsart anwendertypische Dialoge zur Informationsdarstellung und Maschinenbedienung realisiert werden [102].

Wenn die Möglichkeit besteht, an vordefinierten Stellen anwenderspezifische Funktionen zu integrieren, handelt es sich um einen NC-Kern mit eingeschränkter Offenheit. Unter dem Begriff „offenes Steuerungssystem“ wird eine Steuerung mit komplett zugänglichem NC-Kern verstanden [55], [107], [117], [118].

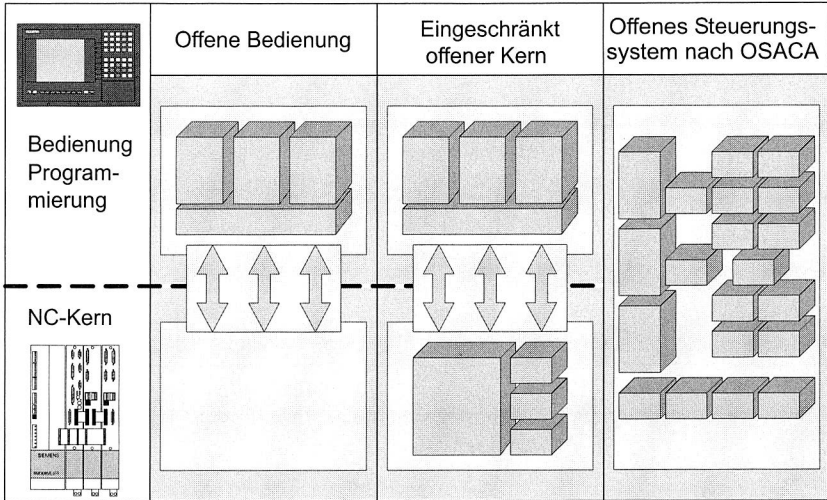


Bild 83: Einordnung offener Steuerungssysteme (nach [107])

Für die Integration von Prozessüberwachungsaufgaben werden grundsätzlich echtzeitfähige Steuerungen benötigt, die über einen offenen NC-Kern verfügen. Im Gegensatz dazu erfordert das Lagerüberwachungssystem LaSys für die Integration keine Echtzeitfähigkeit der Maschinensteuerung.

8.1.1 Vorhandene Schnittstellen

In der Regel bestehen sowohl bei modernen Steuerungen, als auch beim Mikrocontroller einige Möglichkeiten der Kommunikationsrealisierung mit externen Systemen. Was dabei serienmäßig bereitgestellt wird, hängt im Wesentlichen von der Produktwahl und den Herstellern ab. Schnittstellen definieren die Art und Form der Signalübertragung, die direkt, seriell oder parallel erfolgen kann.

Die einfachste Form stellt dabei die Direktverdrahtung dar. Ein Beispiel dafür ist der Anschluss eines Sensorausgangssignals direkt an die Datenverarbeitungseinheit (SPS).

Für die serielle Übertragung steht nur eine Leitung zur Verfügung, über die die Bits nacheinander (seriell) übertragen werden. Auf diese Weise wird die Übertragung über größere Strecken ermöglicht. Die seriellen Schnittstellen haben ein breites Einsatzgebiet im Bereich der modernen Automatisierungstechnik. Sie ermöglichen eine Punkt-zu-Punkt-Verbindung zwischen zwei Geräten. Die verbreitetste serielle Schnittstelle ist die RS 232, bei der die maximale Übertragungsrate von der Leitungslänge abhängig ist. Tabelle 17 zeigt die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale der gängigsten seriellen Schnittstellen.

EAI-NORM	RS232	RS422	RS485
CCITT-Empf.	V.24 / V.28	V.11 / X.27	V.11 / X.27
Übertragungsart	asymmetrisch	symmetrisch	symmetrisch
max. Kabellänge	15 m	1200 m	1200 m
max. Datenrate	20 kBit/s	10 MBit/s	10 MBit/s
Anzahl Sender	1	1	32
Anzahl Empfänger	1	10	32
Max. Eingangspegel	+/- 15 V	+/- 6 V	+/- 6 V
Pegelzuordnung log. 1	≤ -3 V	≤ -1 V	≤ -1 V
Pegelzuordnung log. 0	≥ +3V	≥ +1V	≥ +1V
Eingangswiderstand	3 ... 7 KΩ	4 KΩ	12 KΩ
Last	3 ... 7 KΩ	100 KΩ	54 KΩ

Tabelle 17: Serielle Standardschnittstellen im Vergleich [13]

Bei der seriellen Standardschnittstelle ist nur die elektrische Spezifikation genormt, nicht jedoch das zur Übertragung verwendete Protokoll. Dies ist daher grundsätzlich herstellerspezifisch und unterscheidet sich außer in Art und Format der übertragenen Daten beispielsweise auch in Adressierung und Fehlererkennungsverfahren.

Bei der parallelen Übertragung können mehrere Bits als ein komplettes Byte über parallele Leitungen transportiert werden, womit allerdings kurze Übertragungsstrecken realisiert werden können.

Maschinensteuerungen

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein externes Lagerüberwachungssystem mit der Maschinensteuerung verbunden. Um eine maximale Flexibilität zu gewährleisten, muss daher auf eine große Verbreitung der Schnittstelle geachtet werden.

Zuerst werden die gängigsten Maschinensteuerungen mit entsprechenden zur Verfügung stehenden Schnittstellen verglichen (Bild 84). Anschließend folgt die gleiche Betrachtung für den eingesetzten Mikrocontroller. Neben den elektrischen Schnittstellen besteht die Möglichkeit, eine Kommunikation zwischen dem Mikrocontroller und der Maschinensteuerung durch unterschiedliche Feldbussysteme zu realisieren.

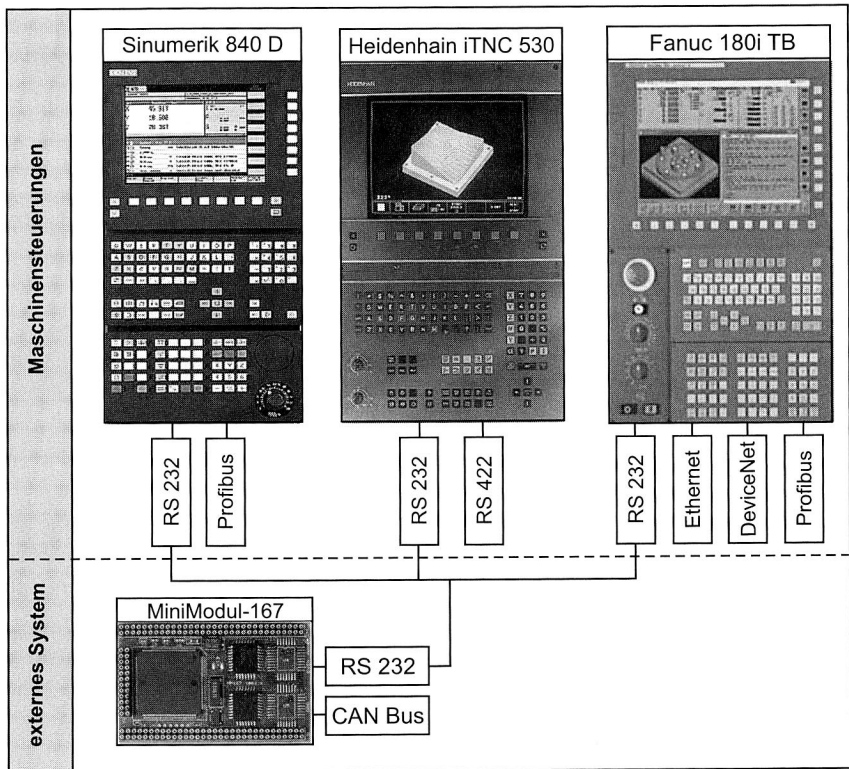


Bild 84: Schnittstellen verschiedener Maschinensteuerungshersteller

Die im Labor verfügbare Sinumerik 840 D der Firma Siemens verfügt standardmäßig über die serielle Schnittstelle RS 232 und den Profibus. Steuerungshersteller Heidenhain bietet dagegen bei der Steuerungsvariante iTNC 530 nur zwei unterschiedliche serielle Schnittstellen an. Weit mehr Schnittstellen werden bei der neusten Generation der Fanuc 180i TB Maschinensteuerung bereitgestellt. Dazu gehören die serielle Schnittstelle RS 232, zwei Feldbussysteme und das Ethernet.

Die Feldbusse übertragen kleine Datenmengen und sollen aus Zeitgründen möglichst wenig Übertragungsverzögerung besitzen. Im Bereich der Feldbusse werden vorwiegend Leitungen aus Kupfer eingesetzt. Als Übertragungsstandard wird hauptsächlich die serielle Schnittstelle RS 485 verwendet, wobei hier die Übertragungsrate von der Leitungslänge abhängig ist [26], [113], [116]. Die einzelnen Feldbussysteme unterscheiden sich zusätzlich in der Anordnung und Verbindung der einzelnen Busteilnehmer. Dabei handelt es sich grundsätzlich um folgende Busstrukturen: Linie, Baum, Ring und eine Kombination daraus [71].

Der Profibus gehört zu einem weit verbreiteten Feldbussystem. Prinzipiell wird zwischen drei Arten von Kommunikationsprotokollen unterschieden: DP (Dezentrale Peripherie), FMS (Fieldbus Message Specification) und PA (Prozessautomatisierung). Der Profibus-DP ist eine auf Übertragungsgeschwindigkeit optimierte Profibus-Variante zur Erschließung des objektnahen Systembereiches sowie des anspruchsvollen Sensor-Aktuator-Bereiches. Er ermöglicht einen schnellen, effizienten Datenaustausch zwischen den Steuerungen und den dezentralen Geräten, wie z. B. binäre oder analoge Ein-/Ausgangsmodule und Antriebe bei zeitkritischen Anwendungen [26], [75]. Das wesentliche Merkmal von Profibus-DP ist eine sehr hohe Datenübertragungsrate und damit verbundene kurze Reaktionszeiten. Aufgrund eines umfangreichen Datenprotokolls ist der Einsatz dieses Bussystems zur Übertragung von geringeren Datenmengen wenig wirtschaftlich.

Abgesehen davon kann die Kommunikation von mehreren Geräten auch durch Ethernet realisiert werden. Diese ermöglicht eine hohe Übertragungsrate von im Durchschnitt zwischen 5 und 10 MBit/s. Bislang hat die breite Industrieanwendung der Ethernet-Verbindung die mangelnde Echtzeitfähigkeit verhindert, die aber in den letzten Jahren verbessert worden ist. Alle gebräuchlichen Werkzeugmaschinensteuerungen stellen die serielle Schnittstelle RS 232 standardmäßig zur Verfügung. Diese bietet sich daher für die Kommunikation mit einem externen System an.

Mikrocontroller C167

Der Mikrocontroller C167 verfügt über zwei Arten von Schnittstellen, die für eine Integration in die Maschinensteuerung geeignet sind. Zum einen ist der Einsatz einer seriellen Schnittstelle und zum anderen eine Ankopplung durch ein Bussystem denkbar. Zur seriellen Kommunikation mit anderen Rechneinheiten stehen zwei unabhängige Schnittstellenbaugruppen zur Verfügung, die eigene Baudraten-Generatoren und Fehlererkennungsschaltungen besitzen:

- die asynchrone/synchrone Schnittstelle mit Datenübertragungsraten von maximal 625 kBit/s im asynchronen Betrieb und maximal 2,5 MBit/s im synchronen Betrieb
- die Hochgeschwindigkeits-Synchron-Datenübertragung mit maximal 5 MBit/s

Zur Realisierung von Feldbussystemen auf Basis des international genormten CAN-Busses besitzt der C167CR ein CAN-Bus-Modul mit voller CAN-2B-Aktiv-Kompatibilität und einer Datenübertragungsrate bis zu 1 MBit/s.

CAN (Controller Area Network) wurde ursprünglich für Anwendungen im Automobil entwickelt. Heute wird aber dieses Bussystem zunehmend in der Industrieautomatisierung verwendet. Die zwei wichtigsten Eigenschaften von CAN sind:

- extrem kurze Reaktionszeit
- hohe Übertragungssicherheit auch in schwieriger elektrischer Umgebung

Das bedarfsgesteuerte Zugriffsverfahren unter Prioritätsvergabe sowie der damit verbundene Multi-Master-Betrieb ermöglichen die Realisierung von kurzen Reaktionszeiten. Durch die umfangreichen Fehlermechanismen innerhalb des Protokolls wird eine

hohe Übertragungssicherheit und Datenkonsistenz erreicht. Es können aber nur kurze Nachrichten übermittelt werden, da der maximale Dateninhalt in einem Telegramm auf 8 Byte begrenzt ist. Der Grund für die breite Resonanz von CAN ist vor allem die hohe Verfügbarkeit kostengünstiger CAN-Controller, bedingt durch die im Automobilbereich gewährleisteten hohen Stückzahlen. CAN eignet sich besonders für die Vernetzung intelligenter, anwenderspezifischer Ein-/Ausgabe-Einheiten bei einer kleinen Ausdehnung der Anlage [26], [75], [113].

8.1.2 Anforderungen an die Kommunikation

Die Realisierung der Kommunikation zwischen der Maschinensteuerung und dem Mikrocontroller soll möglichst Herstellerunabhängig abgewickelt werden. Abgesehen davon ist der Lagerschaden ein schleichender Defekt, der sich in der Regel sehr langsam ausbreitet, bis es zu endgültigem Lagerversagen kommt. Somit erscheint die Forderung nach einem echtzeitfähigen Kommunikationssystem für diese Anwendung nicht erforderlich. Die Datenauswertung durch die FFT wird vom Mikrocontroller berechnet, sodass dieser eine einfache Meldung über den Zustand des Lagers an die Maschinensteuerung übermitteln muss. Auch bezüglich der Datenübertragungsmenge, die für die Integration des Lagerüberwachungssystems in die Maschinensteuerung erforderlich ist, werden keine besonderen Anforderungen gestellt. Da keine weiteren Geräte für diese Aufgabe benötigt werden, ist eine Punkt-zu-Punkt-Verbindung für die Kommunikation ausreichend.

Daraus ergeben sich an die Kommunikationsaufgabe folgende Charakteristiken:

- eine Punkt-zu-Punkt-Verbindung ist ausreichend
- die problemlose Integration in verschiedenen Steuerungen
- Echtzeitfähigkeit nicht zwingend erforderlich
- geringe Datenübertragungsmengen
- niedrige Integrationskosten
- Synchronisation mit dem Referenzieren der Werkzeugmaschine

Aus diesen Anforderungen wird ersichtlich, dass eine Kommunikationsrealisierung durch die serielle Schnittstelle für das Lagerüberwachungssystem die geeignete Lösung ist. Diese Schnittstelle ist serienmäßig sowohl in allen gängigen Maschinensteuerungen, als auch beim Mikrocontroller vorhanden. Daher können alle Kommunikationsanforderungen ohne zusätzliche Kosten realisiert werden. Zwar ist es durchaus möglich die Kommunikation durch ein Bussystem zu realisieren, jedoch kann damit nicht das gesamte Herstellerspektrum der Maschinensteuerungen abgedeckt werden.

8.2 Realisierung der Kommunikation

8.2.1 Datenaustausch

Trotz der Möglichkeit, das Wälzlager kontinuierlich zu überwachen, ist es ausreichend, den Zustand bei jedem Neustart abzufragen, da bei einem Lagerschaden von dem Auftreten der ersten Mikroschädigung bis zum totalen Lagerausfall genügend Reaktionszeit

zur Verfügung steht. Eine Verknüpfung der Lagerzustandsüberwachung mit dem Anfahren von Referenzpunkten ist zielführend, da einerseits eine kontinuierliche, vergleichbare Überwachung bei jedem Maschinenstart gewährleistet und andererseits eine konstante Verfahrgeschwindigkeit der Vorschubachse gesichert wird. Die Geschwindigkeit für das Referenzfahren wird vom Maschinenhersteller festgelegt und kann in der Regel durch den Maschinenbediener nicht geändert werden. So kann die Integration des Überwachungssystems in die Maschinensteuerung realisiert werden ohne zusätzlich auf die externen Funktionsabläufe einwirken zu müssen.

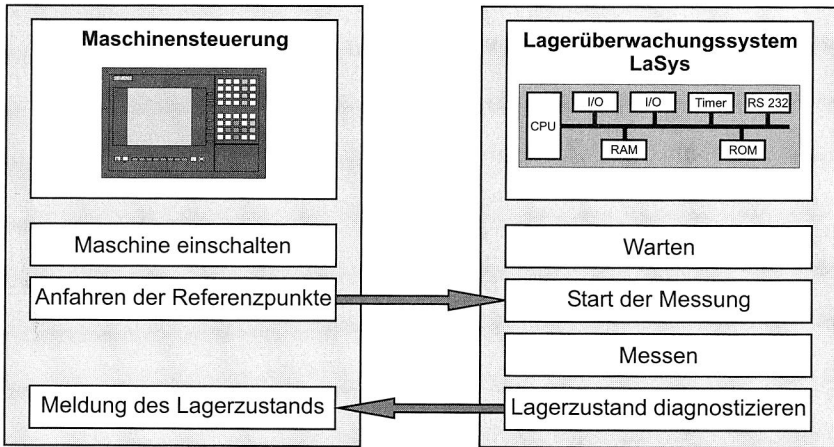


Bild 85: Datenaustausch zwischen Maschinensteuerung und Lagerüberwachungssystem LaSys

Zwischen der Maschinensteuerung und dem Lagerüberwachungssystem findet abwechselnd ein Datenaustausch statt. Von der Maschinensteuerung wird ein Signal über die serielle Schnittstelle an den Mikrocontroller übergeben, das den Start der Messwerterfassung auslöst. Bis zum Erreichen der vorgegebenen Geschwindigkeit sind die Messwerte für die Frequenzauswertung nicht relevant, da keine konstante Drehzahl vorhanden ist und die Messwerte dann für die FFT Auswertung ungeeignet sind. Bei bekannter Geschwindigkeit und Beschleunigungsvermögen der Vorschubachse kann die Zeit berechnet werden, die bis zum Erreichen einer konstanten Drehzahl benötigt wird. Dementsprechend wird der Start der Lagerüberwachungseinheit mit dem Start des Anfahrens der Referenzpunkten verknüpft und die Bedingung nach konstanter Geschwindigkeit durch einprogrammierte Wartezeit des Mikrocontrollers erreicht.

Der Mikrocontroller hat die Aufgabe, das Messsignal zu digitalisieren, das Frequenzspektrum auszuwerten, die Amplituden bei festgelegten Frequenzbereichen auf die Grenzwertüberschreitung zu überwachen und den ermittelten Zustand an die Steuerung auszugeben. Als möglicher Ausgabewert des Mikrocontrollers wurden folgende Zustände gewählt:

- Lager in Ordnung
- Lager austauschen
- Lagerausfall
- Störung/Messfehler

Diese Textmeldungen werden über die serielle Schnittstelle an die Maschinensteuerung weitergeleitet, sodass der Maschinenbediener nur bei einem Lagerschaden informiert wird. Die Meldung „Lager austauschen“ wird ab dem Auftritt von mehreren Defekten eines Wälzlagers angezeigt. Ab der ersten Mikroschädigung wird der Maschinenbediener über ein zusätzliches Fenster informiert, damit die planmäßige Wartung eingeleitet werden kann. Zusätzlich muss die externe Lagerüberwachungskomponente auf zuverlässige Funktion überprüft werden. Eine Funktionsstörung oder der Ausfall des Mikrocontrollers wird ebenfalls der Steuerung mitgeteilt.

8.2.2 Funktionstest der Kommunikation

Für den Funktionstest der Kommunikation wurde die entwickelte Software in eine Werkzeugmaschine integriert. Dafür ist die Fräsmaschine Deckel Maho DMC 63V herangezogen worden, die mit der Sinumerik Maschinensteuerung ausgestattet ist. Die Geschwindigkeit für das Anfahren der Referenzpunkte beträgt 3000 mm/min bei einer Beschleunigung von 0,25g. Dies entspricht einer Drehzahl von 150 U/min bei einer Spindelsteigung von 20 mm.

Die Software wurde in Visual Basic erstellt und kann damit in die Maschinensteuerung integriert werden. Das Lagerüberwachungsprogramm wird parallel zur MMC gestartet und läuft im Hintergrund ab, sodass der Maschinenbediener nur bei Bedarf informiert wird. Das Programm ist so ausgelegt, dass ein zusätzliches Fenster geöffnet wird, falls zum einen ein Lagerschaden detektiert oder zum anderen ein Fehler bei der Auswertung der FFT aufgetreten ist. Bei einem intakten Wälzlager fällt die zusätzliche Meldung weg. Des Weiteren ermöglicht die Software die Visualisierung des Mikrocontrollerstatus.

Das Bild 86 zeigt die realisierte Software zur Kommunikation zwischen der Maschinensteuerung und dem Mikrocontroller über die serielle Schnittstelle. Die Visualisierung des Lagerzustands wird außerdem durch einen ampelähnlichen Aufbau angezeigt. Tritt jedoch während der Auswertung der FFT ein Fehler auf, wie beispielsweise, wenn nicht ausreichend gespeicherte Daten für die FFT zur Verfügung stehen, so erscheint eine Fehlermeldung in dem Mikrocontrollerstatus sowie in einem zusätzlichen Fenster.

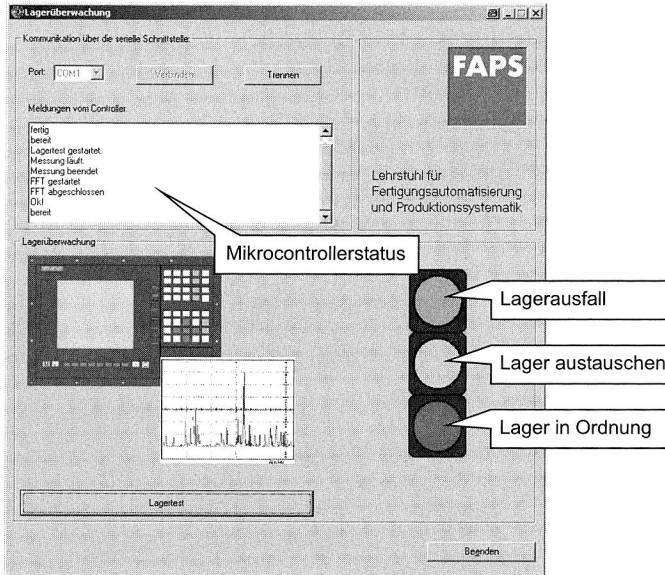


Bild 86: Entwickelte Software zur Kommunikation zwischen der Maschinensteuerung und dem Mikrocontroller

Für den Test wurde die Software auf der Sinumerik-Steuerung der Fräsmaschine DMC 63 V integriert. Die Vorschubachse dieser Werkzeugmaschine verfügt über eine Fest-Los-Lagerung und erfordert für die Integration des Lagerüberwachungssystems aufwendige Arbeiten, die durch die Unzugänglichkeit der Wälzlager verursacht werden. Für Testzwecke ist deshalb eine Kommunikation zwischen der externen Versuchsachse mit der beidseitigen Festlagerung und der Maschinensteuerung der Fräsmaschine aufgebaut worden. Die Maschinensteuerung wird dennoch, als Visualisierung der Laborachse verwendet.

Das Bild 87 zeigt diesen Kommunikationstest über die serielle Schnittstelle der Maschinensteuerung Sinumerik. Die Software wurde an die Bildschirmauflösung der Steuerung angepasst und anschließend die Funktionstests durchgeführt. Zum Testzweck wurden unterschiedlich geschädigte Wälzlager in das Lagergehäuse der Versuchsachse mit der gesamten hardwaretechnischen Lösung des Lagerüberwachungssystems integriert. Dadurch kann sowohl die Kommunikation als auch die Fehlerausgabe überprüft und die Funktionalität nachgewiesen werden.

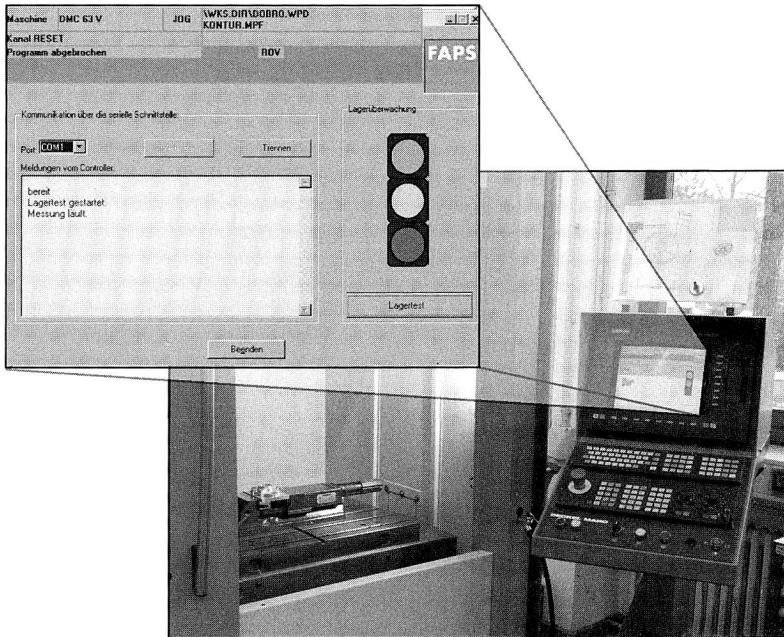


Bild 87: Kommunikationstest zwischen Mikrocontroller und der Steuerung der Fräsmaschine DMC 63V

Entsprechend der gestellten Forderungen ermöglicht die Wahl der seriellen Schnittstelle, als Kommunikationsmedium, eine herstellerunabhängige Integrationsmöglichkeit des entwickelten Lagerüberwachungssystems, was ebenfalls durch die geringe Datenübertragungsmenge begünstigt wird.

Fazit

Um das entwickelte Lagerüberwachungssystem (LaSys) in die vorhandene Maschinensteuerung zu integrieren, ist eine Kommunikationsrealisierung zwischen dem Mikrocontroller und der Werkzeugmaschinensteuerung erforderlich. Nach einer systematischen Bewertung der vorhandenen Schnittstellen dieser zwei Komponenten wurde eine Kommunikation über die serielle Schnittstelle realisiert. Die Wahl ist begründet durch die geringe Datenübertragungsmenge und die dadurch erzielte Unabhängigkeit von den Steuerungsherstellern.

Durch die anschließende Integration in eine vorhandene Maschinensteuerung wurde der Funktionstest der Kommunikation erbracht. Damit ist ein rein hardwaretechnisches und steuerungsunabhängiges Lagerüberwachungssystem realisiert, das sich zusätzlich durch geringe Investitionskosten auszeichnet.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Steigende Anforderungen an Werkzeugmaschinen in Bezug auf hohe Dynamik und Vorschubgeschwindigkeit bei hoher Anlagenverfügbarkeit fordern eine ständige Weiterentwicklung und Optimierung der einzelnen Maschinenkomponenten. Schon lange besteht eine Werkzeugmaschine nicht nur aus rein mechanischen Komponenten. Viel mehr sind dies komplexe mechatronische Systeme mit stetig steigendem Anteil an nicht mechanischen Baugruppen. Die Integration von elektrischen, elektronischen und informationsverarbeitenden Systemen ermöglicht heutzutage die nachhaltige Verbesserung der Bearbeitungsqualität bei gleichzeitig steigender Zuverlässigkeit und Produktivität dieser Produktionssysteme. In der Regel wird die Effizienz einer Werkzeugmaschine durch die Leistungsfähigkeit ihrer Komponenten bestimmt. Dazu gehören vor allem die Vorschubsysteme, die durch ihre Auslegung im Wesentlichen die Maschineneigenschaften bestimmen. In den letzten Jahren wurde eine deutliche Verbesserung durch den Einsatz von Linearmotoren erzielt. Deren Anwendung ist jedoch durch hohe Systemkosten gerade bei längeren Verfahrenswegen begrenzt. Zusätzlich erfordert der Einsatz von Linearmotoren eine Anpassung der Maschinenstruktur an die Anforderungen dieses Vorschubsystems.

Das wesentliche Ziel dieser Arbeit war die Optimierung der elektromechanischen Vorschubachsen, um eine kostengünstige Alternative zu Linearmotoren anbieten zu können. Die Verbesserungsmöglichkeiten mit einer beidseitigen Festlagerung sind entweder durch die vorgegebene Temperaturdifferenz von wenigen Kelvin beschränkt oder mit hohen Kosten verbunden, sodass diese Systeme bislang noch keine breite industrielle Anwendung gefunden haben. In Rahmen dieser Arbeit wurde eine innovative beidseitige Festlagerung der elektromechanischen Vorschubachse realisiert, die eine signifikante Erhöhung von Vorschubgeschwindigkeit und Systemsteifigkeit erlaubt.

Die an einem realitätsnahen Modell durchgeführten Temperaturuntersuchungen ergaben einen Zuwachs der mittleren Spindeltemperatur von bis zu 20 K bei einer maximalen axialen Ausdehnung von weniger als 0,5 mm. Diese Ausdehnung wird durch das neu entwickelte mechatronische System kompensiert, wodurch die beidseitige Festlagerung betriebstemperaturunabhängig eingesetzt werden kann. Eine weitere Komponente der Arbeit stellt die Entwicklung und Bewertung verschiedener Konstruktionslösungen mit unterschiedlichem Regelungs- und Integrationsaufwand. Die realisierte mechatronische Spanneinheit MeSpa zeichnet sich durch geringe Investitionen aus, die im Wesentlichen durch die Kosten des Antriebssystems bestimmt sind. Außerdem stellt die entwickelte Konstruktion ein geregeltes System dar, das anhand der am Wälzlager wirkenden Axialkraft die Position des zweiten Festlagers bestimmt. Demzufolge beinhalten die Aufgaben der mechatronischen Spanneinheit MeSpa eine aktive Kompensation der thermischen Ausdehnung bei gleichzeitiger beidseitiger Festlagerung.

Ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit umfasst die Ermittlung der Axialkraft am Lager, die infolge der verhinderten thermischen Ausdehnung hervorgerufen wird. Untersuchungen mit konventioneller Sensorik versagen bei dieser Messaufgabe wegen einer

hohen Standardabweichung des Messwertes und unzureichender Messgenauigkeit. Für die Erfassung der Axialkraft wurde aus diesem Grund eine einfache und kostengünstige Methode realisiert, die auf der Messung des ohmschen Widerstands zwischen dem Innen- und Außenring des Lagers basiert. Diese Untersuchungen ergaben, dass im Vergleich zu konventionellen Sensoren eine deutlich höhere Axialkraftauflösung erreichbar ist. Zusätzlich wurde der Einfluss von Prozessparametern, wie beispielsweise der Drehzahl, auf die Widerstandsänderung durch zahlreiche Versuchsreihen untersucht. Abgesehen von der Kraftbelastung zeigt der ohmsche Widerstand eine deutliche Abhängigkeit von der Drehzahl, sodass steigende Drehzahlen einen höheren Widerstand zur Folge haben. Entsprechend den theoretischen Betrachtungen bewirkt eine höhere Axialkraft bei konstanter Drehzahl eine erhebliche Reduzierung des gemessenen Widerstands.

Neben der Realisierung einer beidseitigen Lagerung stand der Aspekt der Zuverlässigkeit und Systemverfügbarkeit im Zentrum der Betrachtungen. Bei einer beidseitigen Festlagerung stellen die eingesetzten Wälzlager das schwächste Glied dar, sodass falsche Parameterauslegung oder Überbelastung unvermeidlich zu frühzeitigem Lagerversagen führt. Die Investition in ein Lagerüberwachungssystem ist daher angemessen und ermöglicht somit eine regelmäßige Zustandsüberwachung eines kostenintensiven Produktionsmittels. Die Messkette wurde über eine hardwaretechnische Datenfilterung durch Hüllkurvenbildung realisiert und anschließend in eine FFT Signalauswertung mit einem Mikrocontroller übergeführt. Ebenfalls stellen weitere Kostenoptimierungspotentiale den Mittelpunkt aufgestellter Analysen dar.

Ferner wurde eine herstellernerneutrale Integration des Überwachungssystems in die Werkzeugmaschinensteuerung realisiert, die über die serielle Schnittstelle eine Kommunikation zwischen der Maschinensteuerung und dem Mikrocontroller ermöglicht. Somit wird schon bei ersten Mikroschädigungen des Wälzlagers der Maschinenbediener über diesen Zustand informiert.

Die vorliegende Arbeit ermöglicht somit eine nachhaltige Verbesserung der mechanischen Eigenschaften und der Systemzuverlässigkeit von elektromechanischen Vorschubachsen durch den Einsatz von mechatronischen Lösungskonzepten. Mit der neuartigen Methode der Axialkrafterfassung während des Betriebs ist einerseits eine Grundlage für weitere Untersuchungen geschaffen worden und andererseits besteht großes Potential das vorgestellte Messprinzip auch auf andere Bereiche der Wälzlagerungen zu übertragen. Das vorliegende Lösungspaket stellt daher die Basis für eine Weiterentwicklung von kostengünstigen elektromechanischen Vorschubachsen als Alternative zu kostenintensiven Linearmotoren dar, um dem heutigen Anforderungen im Werkzeugmaschinenbereich gerecht zu werden. Der Trend neuartige Antriebskonzepte in Werkzeugmaschinen einzusetzen ist zum einen mit höheren Investitionen und zum anderen mit weiteren Anpassungen der Maschine verbunden. Deutliche Verbesserung der Eigenschaften einer Werkzeugmaschine ist durch die Optimierung von bestehenden Maschinenkomponenten erreichbar, deren Potential noch lange nicht erschöpft ist.

Summary

Raising expectations towards machine tools for achievable high dynamics and production speed with high machine availability require constant development and an optimizing of existing machine components. Machine tools are no longer only build-up on mechanical components, but also on mechatronic systems with a raising part of non-mechanical components. The integration of electric, electronic and IT- components ensures improvement of working quality with increased reliability and efficiency of the production systems. Normally the efficiency of machine tools is determined by the performance of its components. To this belong feeding systems that determine the machine characteristics with their design. By using new linear drives in the last years, clear improvements have been made. But an application of these drives is limited because of its system costs, especially for longer axle lengths. Furthermore, an adoption of the machine structure to requirements of the feeding systems needed to be made for linear drives.

The main goal of this work is to optimize the electro-mechanic feeding axis, to make possible a low-cost alternative to linear drives. For this, a fixed/fixed mounting of the electro-mechanic feeding axle had been realized and as a result of this, increased working speed and stiffness of the drive system has been achieved. Known solutions of fixed/fixed mounting are limited to a certain temperature difference of 8 degrees or have high cost; this is why these systems have not found a broad industrial application. Temperature measurements showed a rise of up to 20 degrees with a maximum axial expansion of 0.45 mm. This expansion is compensated by a new developed mechatronic system, ensuring a fixed mounting on both sides regardless of working temperature. As a result of this, different construction solutions had been presented in this work with different control and integration cost and their functionality has been assessed. The realized mechatronic fixation unit has low investment costs, which are determined mainly by the cost for the drive. Furthermore the new developed system is a fully controlled system that can determine the position of the second bearing by measuring the axial force. As a result active compensation of the thermal expansion is possible with a fixed/fixed mounting.

A further focus of this work is measuring the axial force on the bearing, caused by the prevented thermal expansion. Measurements with conventional sensors cannot fulfilled the requirements due to a high standard deviation of the values and an insufficient measuring accuracy. For measuring axial force, a simple low-cost method had been realized, using the principles of the ohmic resistance between inner and outer raceway of the bearing. Compared to conventional sensors, more accurate values had been measured with this method.

Additionally, the influence of process parameters such as number of revolutions and temperature, on resistance changes had been examined by numerous series of tests. Beside the realization of the fixed/fixed mounting, the aspect of reliability and system availability had been considered. The bearings are the weakest part in this application,

so wrong parameter design or overstress lead to premature bearing failure immediately. An integration of a bearing monitor system is appropriate and guarantees a permanent bearing status monitoring.

The signal chain is realized by hardware data filtering with envelope analysis and a FFT signal processing. Further cost optimizing possibilities were also taken into consideration. Moreover, an integration of the monitor, regardless of the manufacturer of the system, into the machine tool control had been realized and tested. For this, communication had been set-up between the machine control and a microcontroller that informs the machine controller, if a bearing fails.

This work makes a lasting improvement of the mechanical characteristics and system reliability of electro-mechanical feeding axis possible with an application of mechatronic solution concepts. This work is a basis for a further development of low-cost feeding as a alternative to cost-intensive linear drives to maintain the up-to-date requirements in the area of machine tools.

Literaturverzeichnis

- [1] Abele, E.
Fiedler, U. Creating Stability Lobe Diagrams during Milling. In: CIRP Annals 2004 Manufacturing Technology, Vol. 53/1/2004, Paris 2004, S. 309-313
- [2] Ahlborn, D. Mess- und Parameterfehler bei der Modalanalyse von Maschinen. Dissertation 1992, Universität Hannover
- [3] Altintas, Y.
Erkorkmaz, K.
Zhu, W-H. Sliding Mode Controller Design for High Speed Feed Drives. In: CIRP Annals 2000 Manufacturing Technology, Vol. 49/1/2000, Berne 2000, S. 265-270
- [4] Arndt, H. Auslegung und Bewertung von Vorschubantrieben mit Spindel-Mutter-Systemen. Dissertation 2000, TU Dresden
- [5] Bachmeier, W. Lager O.K.? Leistungsfähiges Stoß-Impuls-Verhalten gibt Aufschluss über den Zustand von Wälzlagern. In: Instandhaltung, Verlag moderne Industrie AG & Co. KG, H.10/1996 S. 34-36
- [6] Bader, B.
Scheerer, W. Untersuchung des elektrischen Kontaktverhaltens mikromechanischer Schaltelemente. AiF-Schlussbericht Nr. 11687, Stuttgart 2001
- [7] Baumgartner, F. Thermoelement. Online im Internet:
http://www.ntb.ch/Pubs/sensordemo/pdf/NTB_21_THERMOELEM ENT.pdf (13.04.2004)
- [8] Barron, W. R. Grundlagen der Infrarot-Temperaturmessung. Online im Internet: <http://www.omega.de/pdf/ir-book/ti1002.pdf> (16.03.2004)
- [9] Beitz, W.
Grote, K.-H. Dubbel / Taschenbuch für den Maschinenbau. 20. Aufl., Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2001
- [10] Vom Berg, B.
Groppe, P. Das große C167-Mikrocontroller Praxisbuch. Franzis Verlag GmbH, Poing, 2001
- [11] Beyer, W.
Iancu, P.
Merkel, M. Verbindungen und Anschlüsse in der Elektrotechnik. Verlag Technik GmbH, Berlin München 1992
- [12] Bispink, T. Neue Wege zur Beurteilung hochgenauer Vorschubantriebe für Ultrapräzisionsmaschinen. Dissertation 1992, RWTH Aachen
- [13] Blank, H. J. Sensoren am PC. Markt und Technik, Buch und Software-Verlag GmbH, Haar 1996
- [14] Blöchl, W. Erweiterte Informationsbereitstellung an offenen NC-Steuerungen zur Prozess- und Programmpflichtoptimierung. Dissertation 1997, Universität Erlangen-Nürnberg
- [15] Böge, A. Technische Mechanik. 25. Auflage, Viewegs Fachbücher der Technik, Braunschweig 2001

- [16] Böhme, J. F. Stochastische Signale. 2. Auflage, B.G. Teubner, Stuttgart 1998
- [17] Bonse, R. Thermisches Last-Verformungsverhalten von Werkzeugmaschinen. Dissertation 1999, RWTH Aachen
- [18] Bork, B.
Gao, H. Linear-Direktantriebe in Werkzeugmaschinen. Werkstatt und Betrieb, Jahrgang 131, Carl Hanser Verlag 1998, Nr. 7-8, S. 654-663
- [19] Braasch, J. Genauigkeit von Vorschubantrieben. Online im Internet: http://filebase.heidenhain.de/doku/brochures/pdf/349_843-10.pdf (16.03.2004)
- [20] Brecher, Ch. Vergleichende Analyse von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen. Dissertation 2002, RWTH Aachen
- [21] Brecher, Ch. Vorschubantriebe für Großwerkzeugmaschinen. Tagungsband: Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen-Seminar, WZL Aachen 2003
- [22] Brecher, Ch. Untersuchung der statischen und dynamischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen. Tagungsband: Messtechnik und Strukturanalyse von Werkzeugmaschinen, WZL Aachen 2005
- [23] Bringham, E. O. FFT Schnelle Fourier-Transformation. 6. Auflage R. Oldenbourg Verlag, München Wien 1995
- [24] Van Brussel, H.
Van den Braembussche, P. Robust Control of Feed Drives with Linear Motors. In: CIRP Annals 1998 Manufacturing Technology, Vol. 47/1/1998, Berne 1998
- [25] Bürgel, R. Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben. Dissertation 2001, TU München
- [26] Busse, R. Feldbussysteme im Vergleich. Pflaum- Verlag, München 1996
- [27] Dahlhaus, N. Wälzlager nicht zu früh wechseln – Grenzen und Risiken der Hüllkurvenanalyse. In: VDI Berichte 1466: Schwingungstagung '99 „Schwingungsüberwachung und –Diagnose von Maschinen und Anlagen“, 27-28 Mai 1999 Frankenthal
- [28] Denkena, B.
Popp, K.
Kallage, F.
Ruskowski, M. Maschinenkonzept für die hochdynamische Fräsbearbeitung. In: wt Werkstattstechnik online, Springer-Verlag Jahrgang 93 (2003) H. 1/2, S.105-109
- [29] Dürschmied, F. Wälzlagertechnik für Direktantriebstechnologie. Tagungsband: Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen-Seminar, WZL Aachen 2003
- [30] Dutschke, W. Fertigungsmesstechnik. 4. überarb. Auflage, Teubner Verlag, Stuttgart 2002

- [31] Ebert, J. Recken von wälzgelagerten Vorschubspindeln. INA-Sonderdruck aus „Der Konstrukteur“, Sonderheft ASB, Verlag für Technik und Wirtschaft, März 1995
- [32] Eibelshäuser, P. Rechnergestützte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinusanregung. Dissertation 1990, Technische Universität München
- [33] Eubert, P. Digitale Zustandsregelung elektrischer Vorschubantriebe. Dissertation 1991, TU München
- [34] Eun, I-U. Optimierung des thermischen Verhaltens von elektrischen Linear- motoren für den Einsatz in Werkzeugmaschinen. Dissertation 1999, RWTH Aachen
- [35] Feldmann, K. Michos, G. Höhere Bearbeitungsgeschwindigkeiten mit mechatronischen Vorschubsystemen realisieren. In: wt Werkstattstechnik online, Springer-Verlag Jahrgang 93 (2003) H. 7/8, S. 522-525
- [36] Feldmann, K. Vuckovic, G. Heuhoff, H. Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen durch Einsatz von mechatronischen Baugruppen und Telediagnose. In: ZWF- Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb, Jahrgang 96 (2001), H. 9, S. 487-492
- [37] Feldmann, K. Pitter, F. Thomas, J. Ryssel, H. Mikrosystem zur automatisierten Werkzeugüberwachung in Dreh- maschinen über die Erfassung von Vibration, Kraft und Tempera- tur. In: tm - Technisches Messen, Jg. 99(1999), Nr. 5, S. 191-202
- [38] Frank, Th. Vergleichende Untersuchungen schneller elektromagnetischer Vorschubachsen mit Kugelgewindtrieb. Dissertation 2001, Uni- versität Karlsruhe
- [39] Frank, Th. Lunz, E. Hochdynamische Vorschubachse mit Kugelgewindtrieb. Online im Internet: [http://www.ina.de/inaupdate/news/pub- lics/present/fach_vorschubachse/sd_vorschubachse_de.asp](http://www.ina.de/inaupdate/news/publics/present/fach_vorschubachse/sd_vorschubachse_de.asp) (24.02.2004)
- [40] Franke, D. Luft, M. Optimale Anwendung von Hüllkurvenanalyse und Kennwerterfas- sung bei der Wälzlagerdiagnose. VDI-Tagung: Schwingungsta- gung '99 Frankental 27.-28.05 1999, VDI-Berichte Nr. 1466, S. 493-521
- [41] Fritsch, H. Iwert, Th. Mikuta, R. Hauptmann, P. Peiner, E. Schlachtetzki, A. Kontinuierliche Lagerüberwachung und -diagnose mit resonanten mikromechanischen Vibrationssensoren. In: tm - Technisches Messen, R. Oldenbourg Verlag Jahrgang 65 (1998) H. 6, S. 229- 235
- [42] Gassmann, H. Theorie der Regelungstechnik Eine Einführung. 1. Auflage, Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main 1998

- [43] Geropp, B. Schwingungsdiagnose an Wälzlagern mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse. Dissertation 1995, RWTH Aachen
- [44] Geropp, B. Die Hüllkurvenanalyse. In: Antriebstechnik, Jahrgang 38 (1999) Nr. 1, S. 51-55
- [45] Geropp, B. Einsatz der Schwingungsüberwachung zur Qualitätssicherung und frühzeitigen Fehlererkennung an Walzgerüsten. VDI-Tagung: Schwingungstagung '99 Frankental 27.-28.05 1999, VDI-Berichte Nr. 1466, S. 131-139
- [46] Gißler, J. Elektrische Direktantriebe. Parker Hannifin GmbH Electromechanical Automation Europe (Hrsg.), Offenburg 2004
- [47] Golz, H. U. Analyse, Modelbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindtrieben. Dissertation 1990, Universität Karlsruhe
- [48] Groß, H.
Hamann, J.
Wiegärtner, G. Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik-Grundlagen, Berechnung, Bemessung. Siemens AG (Hrsg.), Publicis MCD Verlag, Erlangen München 2000
- [49] Großmann, K.
Jungnickel, G. Instationäres thermoelastisches Verhalten von Vorschubachsen mit bewegtem Wälzkontakt. Prof. Dr.-Ing. habil K. Großmann (Hrsg.), TU Dresden 2003
- [50] Großmann, K.
Jungnickel, G. Simulation and Assessment of the Thermal Behavior of Feed Axes with Ball Screw. In: Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktionstechnik e. V. (Hrsg.): Production Engineering, Annals of the German Academic Society for Production Engineering, Vol. XI/1, Berlin 2004, S. 141-144
- [51] Glockmann, W. Kontaktlose Temperaturmessung. Online im Internet: <http://www.omega.de/pdf/ir-book/ti1005.pdf> (16.03.2004)
- [52] Heisel, U. Thermische Stabilisierung von Hauptspindel in Werkzeugmaschinen. Carl Hanser Verlag, München Wien Berlin 1987
- [53] Hambrecht, R. Anschmiererscheinungen in Wälzlagern bei Fettschmierung. Dissertation 1999, Universität Erlangen-Nürnberg
- [54] Hannig, S. Experimentelle Modal- und Quasistatikanalyse von Werkzeugmaschinen. Tagungsband: Messtechnik und Strukturanalyse von Werkzeugmaschinen, WZL Aachen 2005
- [55] Hardebusch, C. Entwicklung offener NC-Steuerungen Methoden und Werkzeuge. Dissertation 2002, RWTH Aachen
- [56] Heesel, N.
Reichstein, W. Mikrocontroller-Praxis. Ein praxisorientierter Leitfaden für Hardware und Software-Entwicklung auf der Basis der 80 (C)52-Familie. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden 1998
- [57] Herbst, U. Analyse und Kompensation thermoelastischer Verlagerungen. Dissertation 2002, RWTH Aachen

- [58] Hering, E.
Martin, R.
Stohrer M. Physik für Ingenieure. 4. verbesserte Auflage, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 1992
- [59] Hirsch, P. Untersuchung der statischen und dynamischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen. Tagungsband: Messtechnik und Strukturanalyse von Werkzeugmaschinen, WZL Aachen 2005
- [60] Hoffmann, K. Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt 1987
- [61] Höft, H. Elektrische Kontakte. Akademie-Verlag, Berlin 1980
- [62] Holzweißing, F.
Dresig, H. Lehrbuch der Maschinendynamik. 4. Auflage, Fachbuchverlag, Leipzig Köln 1994
- [63] Jamal, R.
Hagstedt, A. LabView Das Grundlagenbuch. 3. Auflage. Addison-Wesley, München 2001
- [64] Juckenack, D. Handbuch der Sensortechnik-Messen mechanischer Größen, Juckenack D.(Hrsg.), Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech 1989
- [65] Jungnickel, G. Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen. Prof. Dr.-Ing. habil K. Großmann (Hrsg.), Dresden 2000
- [66] Jürgler, R. Allgemeine Maschinendynamik. Carl Hanser Verlag, München Wien 1991
- [67] Kabus, K. Mechanik und Festigkeitslehre. 5. Auflage, Carl Hanser Verlag, München Wien 2003
- [68] Kessler, H.-W.
Kempkes, A.
van den Heuvel, B. Maschinenspezifische Signalfilterung als Voraussetzung für zuverlässige Körperschalldiagnose. Tagungsband: AKIDA Tagung, Mai 2000
- [69] Kolerus, J. Zustandsüberwachung von Maschinen. Expert Verlag Technische Akademie Esslingen, Renningen-Malmsheim 1995
- [70] Kosiedowski, U. Adaptive Vorsteuerverfahren für elektromechanische Bewegungsachsen an Werkzeugmaschinen. Dissertation 2001, Universität Stuttgart
- [71] Kriesel, W.
Heimbold, T.
Telschow, D. Bustechnologien für die Automation. Hüthig Verlag, Heidelberg 1998
- [72] Kuehenel, W.
Sherman, S. A surface micromachined silicon accelometer with on – chip detection circuitry. In: Sensors and Actuators 45 (1994), S. 7-16
- [73] Lee, C. H. Statische und dynamische Optimierung von Spindel-Lager-Systemen. Dissertation 1991, Technische Universität Berlin

- [74] Linnenbürger, J. Entwicklung neuer Verfahren zur automatisierten Erfassung der geometrischen Abweichungen an Linearachsen und Dreh-schwenkköpfen. Dissertation 1997, TH Karlsruhe
- [75] Lui, J.
Yamazaki, K.
Johnston, G. Effect of Ball Screw Distortion on Motion Contouring Accuracy of CNC Machine Tools. 7th Mechatronics Forum International Conference, Atlanta 2000 Elsevier Science, Ltd. (CD-Rom)
- [76] Matek, W.
Muhs, D.
Wittel, H.
Becker, M.
Jannasch, D. Maschinenelemente Normung Berechnung Gestaltung. 14. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig / Wiesbaden 2000
- [77] Matek, W.
Muhs, D.
Wittel, H.
Becker, M.
Jannasch, D. Maschinenelemente Tabellen. 14. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig / Wiesbaden 2000
- [78] Michos, G.
Nonnast, G. Mechatronische Systemlösung für Vorschubachsen. In Vortragsband: Bayerisches Fachforum Mechatronik 2004, Augsburg 2004, S. 10-1-10-14
- [79] Mitsuishi, M.
Warisawa, S.
Hannayama, R. Development of an Intelligent High-Speed Machining Center. In: CIRP Annals 2001 Manufacturing Technology, Vol. 50/1/2001, Berne 2001, S. 275-280
- [80] Müller-Wichards, D. Transformationen und Signale. B.G. Teubner, Stuttgart Leipzig 1999
- [81] Mussa, S. Aktive Korrektur von Verlagerungsfehlern in Werkzeugmaschinen. Dissertation 2002, TH Karlsruhe
- [82] Nayfeh, S. A. Identification and Control of Ballscrew Drives. ASPE 16th Annual Meeting, Crystal City, Virginia 2001
- [83] Nebeling, P. H. Abgleich der dynamischen Eigenschaften numerischer Modelle mit realen mechanischen Strukturen. Dissertation 1999, RWTH Aachen
- [84] Neithardt, W. Methodik zur Simulation und Optimierung von Werkzeugmaschinen in der Konzept- und Entwicklungsphase auf Basis der Mehrkörpersimulation. Dissertation 2004, TH Karlsruhe
- [85] Neugebauer, R.
Konvicka, J. Führungsbahnabdeckungen bei hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen. Abschlussbericht AIF 12089B, Chemnitz 2002
- [86] Niemann, G.
Winter, H.
Höhn, B.-R. Maschinenelemente Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen. 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin 2001
- [87] N.N. Produktinformation Amannesmann. Online im Internet: <http://www.amannesmann.de/1deutsch/start.htm>

- [88] N.N. DIN 19 226: Regelungstechnik und Steuerungstechnik
- [89] N.N. Wälzlagerschäden- Schadenserkennung und Begutachtung gelauener Wälzlager. FAG OEM und Handel AG Publ.-Nr.WL82 102/2 DA
- [90] N. N. Produktinformation: Dreireihiges Axial-Schräggugellager Baureihe DKLFA. INA Wälzlager Schaeffler oHG, 1975
- [91] N. N. Produktkatalog: Lager für Gewindetriebe, Einbau und Wartungsanleitung. INA Wälzlager Schaeffler oHG, 1999
- [92] N. N. Produktkatalog: Lager für Gewindetriebe. INA Wälzlager Schaeffler oHG, 2000
- [93] N.N. Technisches Taschenbuch. INA-Schaeffler KG (Hrsg.), Herzogenaurach 2002
- [94] N.N. Produktinformationen Raco-Elektro-Maschinen GmbH. Schwelm, 2000
- [95] N.N. Produktkatalog: STAR- Schienenführungstische TKK. Rexroth Star GmbH (Hrsg.), RD 501/200-04
- [96] N.N. ECODRIVE03 Antrieb mit integrierter NC-Steuerung und Profibus – oder Parallelschnittstelle. Rexroth Indramat GmbH (Hrsg.), Lohr am Main 2000
- [97] N.N. Hauptkatalog Das Wälzlager-Handbuch für Studenten. SKF Katalog 5000 G, 2004
- [98] N.N. Produktkatalog: Beschleunigungssensor Model 8618A500 Piezotron. Kistler Instrument Corporation, 1982
- [99] N.N. Produktkatalog: Schleifring Datenblatt Serie K242, Schleifring und Apparatebau GmbH, Fürstenfeldbruck 2003
- [100] Paluncic, Z. Minimierung thermisch bedingter axialer Spindelverformungen. Dissertation 1990, TU Berlin
- [101] Pfeifer, T. Fertigungsmesstechnik. 2. überarb. Auflage, Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, München Wien Oldenbourg 2001
- [102] Plapper, V. Steuerungsintegrierte Überwachung von Vorschubantrieben an Werkzeugmaschinen. Dissertation 2004, RWTH Aachen
- [103] Pitter, F. Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen durch Einsatz mechatronischer Sensorlösungen. Dissertation 2001, Universität Erlangen-Nürnberg
- [104] Plutowsky, A. Charakterisierung eines optischen Messsystems unter den Bedingungen des Arbeitsraums einer Werkzeugmaschine. Dissertation 2002, TH Karlsruhe

- [105] Pritschow, G. Direktantriebe für Werkzeugmaschinen zur Hochgeschwindigkeitsbearbeitung. In: wt-Produktion und Management 85, Nr. 4., 1995, S. 162-166
- [106] Pritschow, G. Dynamischer Antriebsregler mit Ferraris-Sensor. In: wt Werkstattstechnik online, Springer-Verlag Jahrgang 91 (2001) H. 11, S. 689-692
 Lehner, W.-D.
 Garber, T.
- [107] Pritschow, G. Komponenten und Schnittstellen für offene Steuerungssysteme. Pritschow G.; Spur G.; Weck M. (Hrsg.), Carl Hansen Verlag, München Wien 1996
 Spur, G.
 Weck, M.
- [108] Pritschow, G. Dynamisches Verhalten von Kugelrollspindelantrieben. In: wt Werkstattstechnik online, Springer-Verlag Jahrgang 93 (2003) H. 7/8, S. 511-516
 Lehner, W.-D.
 Eppler, C.
- [109] Pritschow, G. „Hardware in the Loop“ Simulation of Machine Tools. In: CIRP Annals 2004 Manufacturing Technology, Vol. 53/1/2004, Paris 2004, S. 295-298
 Röck, S.
- [110] Racho, R. Werkstoffe für die Elektrotechnik und Elektronik. VED Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1985
 Kuklinski, P.
 Krause, K.
- [111] Rafii, S. Optimierung des thermischen Verhaltens von direktangetriebenen Vorschubsystemen. Dissertation 1999, TU Darmstadt
- [112] Reinhart, G. Simulation Environment for Designing the Dynamic Motion Behavior of the Mechatronic System Machine Tool. In: Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktionstechnik e. V. (Hrsg.): Production Engineering, Annals of the German Academic Society for Production Engineering, Vol. XI/1, Berlin 2004, S. 145-148
 Zäh, M.
 Baudisch, Th.
- [113] Reißerweber, R. Feldbussysteme. R. Oldenbourg Verlag, München 1998
- [114] Schoppnies, E. Lexikon der Sensortechnik. VDE, Berlin Offenbach 1992
- [115] Schmitt, Th. Modell der Wärmeübertragungsvorgänge in der mechanischen Struktur von CNC-gesteuerten Vorschubsystemen. Dissertation 1996, TH Darmstadt
- [116] Schnell, G. Bussysteme in der Automatisierungstechnik. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1996
- [117] Scheifele, D. Offene Steuerungen im Maschinenbau. In: Werkstatt und Betrieb, Carl Hanser Verlag München, Jahrgang 133 (2000) H. 3, S. 21-23
- [118] Schweiker, A. Offene numerische Steuerungen für prozessabhängige Bearbeitungen – vereinfachte Struktur Funktionen und Schnittstellen-. Dissertation 2003, Universität Stuttgart

- [119] Shan, J.
Bauer, B.
Seelinger, A. Schadensdiagnose von Planetengetrieben mit Hilfe der Schwingungsanalyse. VDI-Tagung: Schwingungstagung '99 Frankenthal 27.-28.05 1999, VDI-Berichte Nr. 1466, S. 521-534
- [120] Stoiber, D.
Knorr, M. Ruckfrei – Danke der Impulskopplung 1µm bei 30g Beschleunigung. In: Werkstatt und Betrieb, Carl Hanser Verlag München, Jahrgang 133 (2000) H. 3, S. 160-164
- [121] Sturm, A.
Förster, R.
Hippmann, N.
Kinsky, D. Wälzlagerdiagnose an Maschinen und Anlagen. Prof. Dr Adolf Sturm (Hrsg.) Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln 1986
- [122] Taeweon, G. Ball Screw as Thermal Error Compensator. ASPE 16th Annual Meeting, Crystal City, Virginia 2001
- [123] Tönshoff, H. K.
Kaak, R. Steifigkeitsbestimmung bei Wälzumlauflführungen. In: VDI-Z Special Antriebstechnik, (1998) 2, S. 56-58
- [124] Uchtmann, K.,
Wirth, R. Maschinendiagnose an drehzahlveränderlichen Antrieben mittels Ordnungsanalyse. Antriebstechnik 38 (1999) Nr. 5, S. 44-49
- [125] Varanasi, K. K. On the design of a precision machine for closet-loop performance. Thesis (S.M.) Massachusetts Institute of Technology 2002
- [126] Weck, M. Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme. Band 3.2, VDI-Verlag, Düsseldorf 1995
- [127] Weck, M.
Hennes, N. Neue Maschinenkonzepte für spanende Bearbeitung. Tagung: Bohren und Fräsen in modernen Produktionsmaschinen, Dortmund 21.-22. Mai 1997
- [128] Weck, M.
Day, M.
Niewind, M. Linearmotoren in Ultrapräzisionsmaschinen. In: Werkstattstechnik, Springer-Verlag Jahrgang 88 (1998) H. 1/2, S. 44-48
- [129] Weck, M. Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 3. 5. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2001
- [130] Weck, M. Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 5. 6. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2001
- [131] Weck, M. Grundlagen zur Antriebstechnik. Tagungsband: Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen-Seminar, WZL Aachen 2003
- [132] Wenger, U. Prozessoptimierung in der Wickeltechnik durch innovative maschinenbauliche und regelungstechnische Ansätze. Dissertation 2004, Universität Erlangen-Nürnberg
- [133] Weule, H.
Frank, Th.
Tilch, D. Dynamic Feed Axis with Ball Screw Drive and Driven Nut. In: Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktionstechnik e. V. (Hrsg.): Production Engineering, Annals of the German Academic Society for Production Engineering, Vol. V/2, Berlin 1998, S. 57-60

- [134] Weule, H. Dambacher, U. Mussa, S. Neue Gewindegeometrie für den Kugelgewindetrieb. In: wt Werkstattstechnik online, Springer-Verlag Jahrgang 91 (2001) H. 8, S. 519-522
- [135] Wieners, A. Optimierung der geometrischen Genauigkeit von Linearachsen in Präzisionsmaschinen. Dissertation 1996, RWTH Aachen
- [136] Wingenfeld, P. Selektive Hochgeschwindigkeitsabschneidung von Edelmetallen auf Bandanlagen-Teil1. In: Galvanotechnik, Eugen Leuze Verlag 2003, H 11, S. 2664-2676
- [137] Wirth, R. Maschinendiagnose an Industriegetrieben- Grundlagen. In: Antriebstechnik 37 (1998) Nr. 10, S. 75-80
- [138] Wirth, R. Maschinendiagnose an Industriegetrieben- praktische Signalidentifikation. Antriebstechnik 37(1998), Nr. 11, S. 77-81
- [139] Yamazaki, K. Kawahara, Y. Kagawa, Y. Lui, J. Brasch, J. Experimental Study on motion accuracy of CNC machine tool with ball screw driver system. Proceedings of American Society of Precision Engineering 2000 Annual Meeting, S. 260-263, 2000
- [140] Yuan, H. Optimierung des dynamischen Verhaltens von Spindeleinheiten. Dissertation 1997, Universität Stuttgart
- [141] Zaeh, M. F. Oertli, Th. Finite Elemente Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems. In: CIRP Annals 2004 Manufacturing Technology, Vol. 53/1/2004, Paris 2004, S. 289-293
- [142] Zäh, M. Wünsch, G. Pörnbacher, C. Menzel, Th. Virtuelle Inbetriebnahme von Werkzeugmaschinen- Qualitätssicherung und Steuerungssoftware. Bayerisches Fachforum Mechatronik 2004, Augsburg 2004, S. 13-1-13-26

Lebenslauf

Gordana Michos geb. Vuckovic
geboren am 10. Juli 1969 in Belgrad, Serbien und Montenegro
verheiratet, 1 Kind

- 09/75-08/77 Jugoslawische Grundschule Nürnberg
- 09/77-08/78 Grundschule in Poljna, Jugoslawien
- 09/78-08/82 Jugoslawische Grundschule in Nürnberg
- 09/82-08/83 Grundschule in Milutovac, Jugoslawien
- 09/83-08/85 Realschule in Trstenik, Jugoslawien
- 09/85-08/87 Berufsschule „Prva Petoletka“ Trstenik, Jugoslawien
- 10/87-09/92 Studium des Maschinenbaus
Höhere Technische Maschinen Schule Universität Belgrad, Jugoslawien
- 10/92-10/93 Antragsphase für deutsches Studentenvisum, Deutschprüfung PND S
- 11/93-06/00 Studium des Maschinenbaus
Universität Erlangen-Nürnberg
Abschluss: Dipl.-Ing. (Univ.)
- 07/00-03/05 Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Lehrstuhl für
Fertigungsautomatisierung und Produktionstechnik,
Universität Erlangen-Nürnberg
Leiter: Prof. Dr.-Ing. Klaus Feldmann

Reihe Fertigungstechnik - Erlangen

www.mb.uni-erlangen.de/diss

Band 1 - 52
Carl Hanser Verlag, München

ab Band 53
Meisenbach Verlag, Bamberg
45,- Euro

Band 1: Andreas Hemberger
Innovationspotentiale in der rechnerintegrierten Produktion durch wissensbasierte Systeme
208 Seiten, 107 Bilder. 1988.

Band 2: Detlef Classe
Beitrag zur Steigerung der Flexibilität automatisierter Montagesysteme durch Sensorintegration und erweiterte Steuerungskonzepte
194 Seiten, 70 Bilder. 1988.

Band 3: Friedrich-Wilhelm Nolting
Projektiertung von Montagesystemen
201 Seiten, 107 Bilder, 1 Tabelle. 1989.

Band 4: Karsten Schlüter
Nutzungsgradsteigerung von Montagesystemen durch den Einsatz der Simulationstechnik
177 Seiten, 97 Bilder. 1989.

Band 5: Shir-Kuan Lin
Aufbau von Modellen zur Lageregelung von Industrierobotern
168 Seiten, 46 Bilder. 1989.

Band 6: Rudolf Nuss
Untersuchungen zur Bearbeitungsqualität im Fertigungssystem Laserstrahlschneiden
206 Seiten, 115 Bilder, 6 Tabellen. 1989.

Band 7: Wolfgang Scholz
Modell zur datenbankgestützten Planung automatisierter Montageanlagen
194 Seiten, 89 Bilder. 1989.

Band 8: Hans-Jürgen Wißmeier
Beitrag zur Beurteilung des Bruchverhaltens von Hartmetall-Fließpreßmatrizen
179 Seiten, 99 Bilder, 9 Tabellen. 1989.

Band 9: Rainer Eisele
Konzeption und Wirtschaftlichkeit von Planungssystemen in der Produktion
183 Seiten, 86 Bilder. 1990.

Band 10: Rolf Pfeiffer
Technologisch orientierte Montageplanung am Beispiel der Schraubtechnik
216 Seiten, 102 Bilder, 16 Tabellen. 1990.

Band 11: Herbert Fischer
Verteilte Planungssysteme zur Flexibilitätssteigerung der rechnerintegrierten Teilefertigung
201 Seiten, 82 Bilder. 1990.

- Band 12: Gerhard Kleineidam
CAD/CAP: Rechnergestützte Montagefeinplanung
203 Seiten, 107 Bilder. 1990.
- Band 13: Frank Vollertsen
**Pulvermetallurgische Verarbeitung
eines übereutektoiden verschleißfesten Stahls**
XIII u. 217 Seiten, 67 Bilder, 34 Tabellen. 1990.
- Band 14: Stephan Biermann
**Untersuchungen zur Anlagen- und Prozeßdiagnostik
für das Schneiden mit CO₂-Hochleistungslasern**
VIII u. 170 Seiten, 93 Bilder, 4 Tabellen. 1991.
- Band 15: Uwe Geißler
**Material- und Datenfluß
in einer flexiblen Blechbearbeitungszelle**
124 Seiten, 41 Bilder, 7 Tabellen. 1991.
- Band 16: Frank Oswald Hake
**Entwicklung eines rechnergestützten Diagnosesystems
für automatisierte Montagezellen**
XIV u. 166 Seiten, 77 Bilder. 1991.
- Band 17: Herbert Reichel
**Optimierung der Werkzeugbereitstellung
durch rechnergestützte Arbeitsfolgenbestimmung**
198 Seiten, 73 Bilder, 2 Tabellen. 1991.
- Band 18: Josef Scheller
**Modellierung und Einsatz von Softwaresystemen
für rechnergeführte Montagezellen**
198 Seiten, 65 Bilder. 1991.
- Band 19: Arnold vom Ende
Untersuchungen zum Biegeumformen mit elastischer Matrize
166 Seiten, 55 Bilder, 13 Tabellen. 1991.
- Band 20: Joachim Schmid
**Beitrag zum automatisierten Bearbeiten
von Keramikguß mit Industrierobotern**
XIV u. 176 Seiten, 111 Bilder, 6 Tabellen. 1991.
- Band 21: Egon Sommer
**Multiprozessorsteuerung für kooperierende
Industrieroboter in Montagezellen**
188 Seiten, 102 Bilder. 1991.
- Band 22: Georg Geyer
**Entwicklung problemspezifischer Verfahrensketten
in der Montage**
192 Seiten, 112 Bilder. 1991.
- Band 23: Rainer Flohr
**Beitrag zur optimalen Verbindungstechnik
in der Oberflächenmontage (SMT)**
186 Seiten, 79 Bilder. 1991.
- Band 24: Alfons Rief
**Untersuchungen zur Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden
und -schweißen in der Rohkarosseriefertigung**
VI u. 145 Seiten, 58 Bilder, 5 Tabellen. 1991.
- Band 25: Christoph Thim
**Rechnerunterstützte Optimierung von Materialflußstrukturen
in der Elektronikmontage durch Simulation**
188 Seiten, 74 Bilder. 1992.
- Band 26: Roland Müller
**CO₂-Laserstrahlschneiden
von kurzglasverstärkten Verbundwerkstoffen**
141 Seiten, 107 Bilder, 4 Tabellen. 1992.
- Band 27: Günther Schäfer
Integrierte Informationsverarbeitung bei der Montageplanung
195 Seiten, 76 Bilder. 1992.

Band 28: Martin Hoffmann
**Entwicklung einer CAD/CAM-Prozesskette
für die Herstellung von Blechbiegeteilen**
149 Seiten, 89 Bilder. 1992.

Band 29: Peter Hoffmann
**Verfahrensfolge Laserstrahlschneiden und –schweißen :
Prozessführung und Systemtechnik in der 3D–Laserstrahlbearbeitung
von Blechformteilen**
186 Seiten, 92 Bilder, 10 Tabellen. 1992.

Band 30: Olaf Schrödel
Flexible Werkstattsteuerung mit objektorientierten Softwarestrukturen
180 Seiten, 84 Bilder. 1992.

Band 31: Hubert Reinisch
**Planungs– und Steuerungswerkzeuge
zur impliziten Geräteprogrammierung in Roboterzellen**
XI u. 212 Seiten, 112 Bilder. 1992.

Band 32: Brigitte Bärnreuther
**Ein Beitrag zur Bewertung des Kommunikationsverhaltens
von Automatisierungsgeräten in flexiblen Produktionszellen**
XI u. 179 Seiten, 71 Bilder. 1992.

Band 33: Joachim Hutfless
**Laserstrahlregelung und Optikdiagnostik
in der Strahlführung einer CO₂-Hochleistungslaseranlage**
175 Seiten, 70 Bilder, 17 Tabellen. 1993.

Band 34: Uwe Günzel
**Entwicklung und Einsatz eines Simulationsverfahrens für operative
und strategische Probleme der Produktionsplanung und –steuerung**
XIV u. 170 Seiten, 66 Bilder, 5 Tabellen. 1993.

Band 35: Bertram Ehmman
**Operatives Fertigungscontrolling durch Optimierung
auftragsbezogener Bearbeitungsabläufe in der Elektronikfertigung**
XV u. 167 Seiten, 114 Bilder. 1993.

Band 36: Harald Kolléra
**Entwicklung eines benutzerorientierten Werkstattprogrammiersystems
für das Laserstrahlschneiden**
129 Seiten, 66 Bilder, 1 Tabelle. 1993.

Band 37: Stephanie Abels
**Modellierung und Optimierung von Montageanlagen
in einem integrierten Simulationssystem**
188 Seiten, 88 Bilder. 1993.

Band 38: Robert Schmidt–Hebbel
Laserstrahlbohren durchflußbestimmender Durchgangslöcher
145 Seiten, 63 Bilder, 11 Tabellen. 1993.

Band 39: Norbert Lutz
**Oberflächenfeinbearbeitung keramischer Werkstoffe
mit XeCl–Excimerlaserstrahlung**
187 Seiten, 98 Bilder, 29 Tabellen. 1994.

Band 40: Konrad Grampp
**Rechnerunterstützung bei Test und Schulung
an Steuerungssoftware von SMD–Bestücklinien**
178 Seiten, 88 Bilder. 1995.

Band 41: Martin Koch
**Wissensbasierte Unterstützung der Angebotsbearbeitung
in der Investitionsgüterindustrie**
169 Seiten, 68 Bilder. 1995.

Band 42: Armin Gropp
**Anlagen– und Prozeßdiagnostik
beim Schneiden mit einem gepulsten Nd:YAG–Laser**
160 Seiten, 88 Bilder, 7 Tabellen. 1995.

- Band 43: Werner Heckel
Optische 3D-Konturerfassung und on-line Biegewinkelmessung mit dem Lichtschnittverfahren
149 Seiten, 43 Bilder, 11 Tabellen. 1995.
- Band 44: Armin Rothhaupt
Modulares Planungssystem zur Optimierung der Elektronikfertigung
180 Seiten, 101 Bilder. 1995.
- Band 45: Bernd Zöllner
Adaptive Diagnose in der Elektronikproduktion
195 Seiten, 74 Bilder, 3 Tabellen. 1995.
- Band 46: Bodo Vormann
Beitrag zur automatisierten Handhabungsplanung komplexer Blechbiegeteile
126 Seiten, 89 Bilder, 3 Tabellen. 1995.
- Band 47: Peter Schnepf
Zielkostenorientierte Montageplanung
144 Seiten, 75 Bilder. 1995.
- Band 48: Rainer Klotzbücher
Konzept zur rechnerintegrierten Materialversorgung in flexiblen Fertigungssystemen
156 Seiten, 62 Bilder. 1995.
- Band 49: Wolfgang Greska
Wissensbasierte Analyse und Klassifizierung von Blechteilen
144 Seiten, 96 Bilder. 1995.
- Band 50: Jörg Franke
Integrierte Entwicklung neuer Produkt- und Produktionstechnologien für räumliche spritzgegossene Schaltungsträger (3-D MID)
196 Seiten, 86 Bilder, 4 Tabellen. 1995.
- Band 51: Franz-Josef Zeller
Sensorplanung und schnelle Sensorregelung für Industrieroboter
190 Seiten, 102 Bilder, 9 Tabellen. 1995.
- Band 52: Michael Solvie
Zeitbehandlung und Multimedia-Unterstützung in Feldkommunikationssystemen
200 Seiten, 87 Bilder, 35 Tabellen. 1996.
- Band 53: Robert Hopperdietzel
Reengineering in der Elektro- und Elektronikindustrie
180 Seiten, 109 Bilder, 1 Tabelle. 1996.
ISBN 3-87525-070-2
- Band 54: Thomas Rebhan
Beitrag zur Mikromaterialbearbeitung mit Excimerlasern – Systemkomponenten und Verfahrensoptimierungen
148 Seiten, 61 Bilder, 10 Tabellen. 1996.
ISBN 3-87525-075-3
- Band 55: Henning Hanebuth
Laserstrahlhartlöten mit Zweistrahlschmelztechnik
157 Seiten, 58 Bilder, 11 Tabellen. 1996.
ISBN 3-87525-074-5
- Band 56: Uwe Schönherr
Steuerung und Sensordatenintegration für flexible Fertigungszellen mit kooperierenden Robotern
188 Seiten, 116 Bilder, 3 Tabellen. 1996.
ISBN 3-87525-076-1
- Band 57: Stefan Holzer
Berührungslose Formgebung mit Laserstrahlung
162 Seiten, 69 Bilder, 11 Tabellen. 1996.
ISBN 3-87525-079-6

Band 58: Markus Schultz
**Fertigungsqualität beim 3D–Laserstrahlschweißen
von Blechformteilen**
165 Seiten, 88 Bilder, 9 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-080-X

Band 59: Thomas Krebs
**Integration elektromechanischer CA–Anwendungen
über einem STEP–Produktmodell**
198 Seiten, 58 Bilder, 8 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-081-8

Band 60: Jürgen Sturm
**Prozeßintegrierte Qualitätssicherung
in der Elektronikproduktion**
167 Seiten, 112 Bilder, 5 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-082-6

Band 61: Andreas Brand
**Prozesse und Systeme zur Bestückung
räumlicher elektronischer Baugruppen (3D-MID)**
182 Seiten, 100 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-087-7

Band 62: Michael Kauf
**Regelung der Laserstrahlleistung und der Fokusparameter
einer CO₂-Hochleistungslaseranlage**
140 Seiten, 70 Bilder, 5 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-083-4

Band 63: Peter Steinwasser
**Modulares Informationsmanagement
in der integrierten Produkt- und Prozeßplanung**
190 Seiten, 87 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-084-2

Band 64: Georg Liedl
**Integriertes Automatisierungskonzept
für den flexiblen Materialfluß in der Elektronikproduktion**
196 Seiten, 96 Bilder, 3 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-086-9

Band 65: Andreas Otto
Transiente Prozesse beim Laserstrahlschweißen
132 Seiten, 62 Bilder, 1 Tabelle. 1997.
ISBN 3-87525-089-3

Band 66: Wolfgang Blöchl
**Erweiterte Informationsbereitstellung an offenen CNC–Steuerungen
zur Prozeß- und Programmoptimierung**
168 Seiten, 96 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-091-5

Band 67: Klaus–Uwe Wolf
**Verbesserte Prozeßführung und Prozeßplanung
zur Leistungs- und Qualitätssteigerung beim Spulenwickeln**
186 Seiten, 125 Bilder. 1997.
ISBN 3-87525-092-3

Band 68: Frank Backes
Technologieorientierte Bahnplanung für die 3D–Laserstrahlbearbeitung
138 Seiten, 71 Bilder, 2 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-093-1

Band 69: Jürgen Kraus
Laserstrahlumformen von Profilen
137 Seiten, 72 Bilder, 8 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-094-X

Band 70: Norbert Neubauer
Adaptive Strahlführungen für CO₂-Laseranlagen
120 Seiten, 50 Bilder, 3 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-095-8

- Band 71: Michael Steber
**Prozeßoptimierter Betrieb flexibler Schraubstationen
in der automatisierten Montage**
168 Seiten, 78 Bilder, 3 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-096-6
- Band 72: Markus Pfestorf
Funktionale 3D-Oberflächenkenngrößen in der Umformtechnik
162 Seiten, 84 Bilder, 15 Tabellen. 1997.
ISBN 3-87525-097-4
- Band 73: Volker Franke
**Integrierte Planung und Konstruktion
von Werkzeugen für die Biegebearbeitung**
143 Seiten, 81 Bilder. 1998.
ISBN 3-87525-098-2
- Band 74: Herbert Scheller
**Automatisierte Demontagesysteme und recyclinggerechte
Produktgestaltung elektronischer Baugruppen**
184 Seiten, 104 Bilder, 17 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-099-0
- Band 75: Arthur Meßner
**Kaltmassivumformung metallischer Kleinstteile
– Werkstoffverhalten, Wirkflächenreibung, Prozeßauslegung**
164 Seiten, 92 Bilder, 14 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-100-8
- Band 76: Mathias Glasmacher
Prozeß- und Systemtechnik zum Laserstrahl-Mikroschweißen
184 Seiten, 104 Bilder, 12 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-101-6
- Band 77: Michael Schwind
**Zerstörungsfreie Ermittlung mechanischer Eigenschaften
von Feinblechen mit dem Wirbelstromverfahren**
124 Seiten, 68 Bilder, 8 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-102-4
- Band 78: Manfred Gerhard
**Qualitätssteigerung in der Elektronikproduktion durch Optimierung
der Prozeßführung beim Löten komplexer Baugruppen**
179 Seiten, 113 Bilder, 7 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-103-2
- Band 79: Elke Rauh
**Methodische Einbindung der Simulation
in die betrieblichen Planungs- und Entscheidungsabläufe**
192 Seiten, 114 Bilder, 4 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-104-0
- Band 80: Sorin Niederkorn
**Meßeinrichtung zur Untersuchung der Wirkflächenreibung
bei umformtechnischen Prozessen**
99 Seiten, 46 Bilder, 6 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-105-9
- Band 81: Stefan Schuberth
**Regelung der Fokusbildung beim Schweißen mit CO₂-Hochleistungslasern
unter Einsatz von adaptiven Optiken**
140 Seiten, 64 Bilder, 3 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-106-7
- Band 82: Armando Walter Colombo
**Development and Implementation of Hierarchical Control Structures
of Flexible Production Systems Using High Level Petri Nets**
216 Seiten, 86 Bilder. 1998.
ISBN 3-87525-109-1
- Band 83: Otto Meedt
**Effizienzsteigerung bei Demontage und Recycling
durch flexible Demontagetechnologien und optimierte Produktgestaltung**
186 Seiten, 103 Bilder. 1998.
ISBN 3-87525-108-3

- Band 84: Knuth Götz
Modelle und effiziente Modellbildung zur Qualitätssicherung in der Elektronikproduktion
212 Seiten, 129 Bilder, 24 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-112-1
- Band 85: Ralf Luchs
Einsatzmöglichkeiten leitender Klebstoffe zur zuverlässigen Kontaktierung elektronischer Bauelemente in der SMT
176 Seiten, 126 Bilder, 30 Tabellen. 1998.
ISBN 3-87525-113-7
- Band 86: Frank Pöhlau
Entscheidungsgrundlagen zur Einführung räumlicher spritzgegossener Schaltungsträger (3-D MID)
144 Seiten, 99 Bilder. 1999.
ISBN 3-87525-114-8
- Band 87: Roland T. A. Kals
Fundamentals on the miniaturization of sheet metal working processes
128 Seiten, 58 Bilder, 11 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-115-6
- Band 88: Gerhard Luhn
Implizites Wissen und technisches Handeln am Beispiel der Elektronikproduktion
252 Seiten, 61 Bilder, 1 Tabelle. 1999.
ISBN 3-87525-116-4
- Band 89: Axel Sprenger
Adaptives Streckbiegen von Aluminium-Strangpreßprofilen
114 Seiten, 63 Bilder, 4 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-117-2
- Band 90: Hans-Jörg Pucher
Untersuchungen zur Prozeßfolge Umformen, Bestücken und Laserstrahllöten von Mikrokontakten
158 Seiten, 69 Bilder, 9 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-119-9
- Band 91: Horst Arnet
Profilbiegen mit kinematischer Gestalterzeugung
128 Seiten, 67 Bilder, 7 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-120-2
- Band 92: Doris Schubart
Prozeßmodellierung und Technologieentwicklung beim Abtragen mit CO₂-Laserstrahlung
133 Seiten, 57 Bilder, 13 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-122-9
- Band 93: Adrianus L. P. Coremans
Laserstrahlsintern von Metallpulver – Prozeßmodellierung, Systemtechnik, Eigenschaften laserstrahlgesinterter Metallkörper
184 Seiten, 108 Bilder, 12 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-124-5
- Band 94: Hans-Martin Biehler
Optimierungskonzepte für Qualitätsdatenverarbeitung und Informationsbereitstellung in der Elektronikfertigung
194 Seiten, 105 Bilder. 1999.
ISBN 3-87525-126-1
- Band 95: Wolfgang Becker
Oberflächenausbildung und tribologische Eigenschaften excimerlaserstrahlbearbeiteter Hochleistungskeramiken
175 Seiten, 71 Bilder, 3 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-127-X
- Band 96: Philipp Hein
Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren: Modellierung, Prozeßauslegung und Prozeßführung
129 Seiten, 57 Bilder, 7 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-128-8

Band 97: Gunter Beitinger
**Herstellungs- und Prüfverfahren
für thermoplastische Schaltungsträger**
169 Seiten, 92 Bilder, 20 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-129-6

Band 98: Jürgen Knoblach
**Beitrag zur rechnerunterstützten verursachungsgerechten Angebotskalkulation von
Blechteilen mit Hilfe wissensbasierter Methoden**
155 Seiten, 53 Bilder, 26 Tabellen. 1999.
ISBN 3-87525-130-X

Band 99: Frank Breitenbach
**Bildverarbeitungssystem zur Erfassung der Anschlußgeometrie
elektronischer SMT-Bauelemente**
147 Seiten, 92 Bilder, 12 Tabellen. 2000.
ISBN 3-87525-131-8

Band 100: Bernd Falk
**Simulationsbasierte Lebensdauervorhersage
für Werkzeuge der Kaltmassivumformung**
134 Seiten, 44 Bilder, 15 Tabellen. 2000.
ISBN 3-87525-136-9

Band 101: Wolfgang Schögl
**Integriertes Simulationsdaten-Management
für Maschinenentwicklung und Anlagenplanung**
169 Seiten, 101 Bilder, 20 Tabellen. 2000.
ISBN 3-87525-137-7

Band 102: Christian Hinsel
**Ermüdungsbruchversagen hartstoffbeschichteter
Werkzeugstähle in der Kaltmassivumformung**
130 Seiten, 80 Bilder, 14 Tabellen. 2000.
ISBN 3-87525-138-5

Band 103: Stefan Bobbert
**Simulationsgestützte Prozessauslegung
für das Innenhochdruck-Umformen von Blechpaaren**
123 Seiten, 77 Bilder. 2000.
ISBN 3-87525-145-8

Band 104: Harald Rottbauer
**Modulares Planungswerkzeug
zum Produktionsmanagement in der Elektronikproduktion**
166 Seiten, 106 Bilder. 2001.
ISBN 3-87525-139-3

Band 105: Thomas Hennige
Flexible Formgebung von Blechen durch Laserstrahlumformen
119 Seiten, 50 Bilder. 2001.
ISBN 3-87525-140-7

Band 106: Thomas Menzel
**Wissensbasierte Methoden für die rechnergestützte Charakterisierung
und Bewertung innovativer Fertigungsprozesse**
152 Seiten, 71 Bilder. 2001.
ISBN 3-87525-142-3

Band 107: Thomas Stöckel
**Kommunikationstechnische Integration der Prozeßebe-
ne in Produktionssysteme durch Middleware-Frameworks**
147 Seiten, 65 Bilder, 5 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-143-1

Band 108: Frank Pitter
**Verfügbarkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen
durch Einsatz mechatronischer Sensorlösungen**
158 Seiten, 131 Bilder, 8 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-144-X

Band 109: Markus Korneli
**Integration lokaler CAP-Systeme
in einen globalen Fertigungsdatenverbund**
121 Seiten, 53 Bilder, 11 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-146-6

Band 110: Burkhard Müller

Laserstrahljustieren mit Excimer-Lasern – Prozeßparameter und Modelle zur Aktorkonstruktion

128 Seiten, 36 Bilder, 9 Tabellen. 2001
ISBN 3-87525-159-8

Band 111: Jürgen Göhringer

Integrierte Telediagnose via Internet zum effizienten Service von Produktionssystemen

178 Seiten, 98 Bilder, 5 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-147-4

Band 112: Robert Feuerstein

Qualitäts- und kosteneffiziente Integration neuer Bauelementetechnologien in die Flachbaugruppenfertigung

161 Seiten, 99 Bilder, 10 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-151-2

Band 113: Marcus Reichenberger

Eigenschaften und Einsatzmöglichkeiten alternativer Elektroniklote in der Oberflächenmontage (SMT)

165 Seiten, 97 Bilder, 18 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-152-0

Band 114: Alexander Huber

Justieren vormontierter Systeme mit dem Nd:YAG-Laser unter Einsatz von Aktoren

122 Seiten, 58 Bilder, 5 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-153-9

Band 115: Sami Krimi

Analyse und Optimierung von Montagesystemen in der Elektronikproduktion

155 Seiten, 88 Bilder, 3 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-157-1

Band 116: Marion Merklein

Laserstrahlumformen von Aluminiumwerkstoffen - Beeinflussung der Mikrostruktur und der mechanischen Eigenschaften

122 Seiten, 65 Bilder, 15 Tabellen. 2001.
ISBN 3-87525-156-3

Band 117: Thomas Collisi

Ein informationslogistisches Architekturkonzept zur Akquisition simulationsrelevanter Daten

181 Seiten, 105 Bilder, 7 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-164-4

Band 118: Markus Koch

Rationalisierung und ergonomische Optimierung im Innenausbau durch den Einsatz moderner Automatisierungstechnik

176 Seiten, 98 Bilder, 9 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-165-2

Band 119: Michael Schmidt

Prozeßregelung für das Laserstrahl-Punktschweißen in der Elektronikproduktion

152 Seiten, 71 Bilder, 3 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-166-0

Band 120: Nicolas Tiesler

Grundlegende Untersuchungen zum Fließpressen metallischer Kleinstteile

126 Seiten, 78 Bilder, 12 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-175-X

Band 121: Lars Pursche

Methoden zur technologieorientierten Programmierung für die 3D-Lasermikrobearbeitung

111 Seiten, 39 Bilder, 0 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-183-0

Band 122: Jan-Oliver Brassel

Prozeßkontrolle beim Laserstrahl-Mikroschweißen

148 Seiten, 72 Bilder, 12 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-181-4

Band 123: Mark Geisel

Prozeßkontrolle und –steuerung beim Laserstrahlschweißen mit den Methoden der nichtlinearen Dynamik
135 Seiten, 46 Bilder, 2 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-180-6

Band 124: Gerd Eßer

Laserstrahlunterstützte Erzeugung metallischer Leiterstrukturen auf Thermoplastsubstraten für die MID-Technik
148 Seiten, 60 Bilder, 6 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-171-7

Band 125: Marc Fleckenstein

Qualität laserstrahl-gefügter Mikroverbindungen elektronischer Kontakte
159 Seiten, 77 Bilder, 7 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-170-9

Band 126: Stefan Kaufmann

Grundlegende Untersuchungen zum Nd:YAG- Laserstrahlügen von Silizium für Komponenten der Optoelektronik
159 Seiten, 100 Bilder, 6 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-172-5

Band 127: Thomas Fröhlich

Simultanes Löten von Anschlußkontakten elektronischer Bauelemente mit Diodenlaserstrahlung
143 Seiten, 75 Bilder, 6 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-186-5

Band 128: Achim Hofmann

Erweiterung der Formgebungsgrenzen beim Umformen von Aluminiumwerkstoffen durch den Einsatz prozessangepasster Platinen
113 Seiten, 58 Bilder, 4 Tabellen
ISBN 3-87525-182-2

Band 129: Ingo Kriebitzsch

3 - D MID Technologie in der Automobilelektronik
129 Seiten, 102 Bilder, 10 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-169-5

Band 130: Thomas Pohl

Fertigungsqualität und Umformbarkeit laserstrahlgeschweißter Formplatinen aus Aluminiumlegierungen
133 Seiten, 93 Bilder, 12 Tabellen. 2002
ISBN 3-87525-173-3

Band 131: Matthias Wenk

Entwicklung eines konfigurierbaren Steuerungssystems für die flexible Sensorführung von Industrierobotern
167 Seiten, 85 Bilder, 1 Tabelle. 2002.
ISBN 3-87525-174-1

Band 132: Matthias Negendanck

Neue Sensorik und Aktorik für Bearbeitungsköpfe zum Laserstrahlschweißen
116 Seiten, 60 Bilder, 14 Tabellen
ISBN 3-87525-184-9

Band 133: Oliver Kreis

Integrierte Fertigung – Verfahrenintegration durch Innenhochdruck-Umformen, Trennen und Laserstrahlschweißen in einem Werkzeug sowie ihre tele- und multimediale Präsentation
167 Seiten, 90 Bilder, 43 Tabellen
ISBN 3-87525-176-8

Band 134: Stefan Trautner

Technische Umsetzung produktbezogener Instrumente der Umweltpolitik bei Elektro- und Elektronikgeräten
179 Seiten, 92 Bilder, 11 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-177-6

Band 135: Roland Meier

**Strategien für einen produktorientierten Einsatz räumlicher
spritzgegossener Schaltungsträger (3-D MID)**

155 Seiten, 88 Bilder, 14 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-178-4

Band 136: Jürgen Wunderlich

**Kostensimulation – Simulationsbasierte Wirtschaftlichkeitsregelung
komplexer Produktionssysteme**

202 Seiten, 119 Bilder, 17 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-179-2

Band 137: Stefan Novotny

**Innenhochdruck-Umformen von Blechen aus Aluminium- und
Magnesiumlegierungen bei erhöhter Temperatur**

132 Seiten, 82 Bilder, 6 Tabellen. 2002.
ISBN 3-87525-185-7

Band 138: Andreas Licha

**Flexible Montageautomatisierung zur Komplettmontage flächenhafter
Produktstrukturen durch kooperierende Industrieroboter**

158 Seiten, 87 Bilder, 8 Tabellen. 2003.
ISBN 3-87525-189-X

Band 139: Michael Eisenbarth

**Beitrag zur Optimierung der Aufbau- und Verbindungstechnik
für mechatronische Baugruppen**

207 Seiten, 141 Bilder, 9 Tabellen. 2003.
ISBN 3-87525-190-3

Band 140: Frank Christoph

**Durchgängige simulationsgestützte Planung von
Fertigungseinrichtungen der Elektronikproduktion**

187 Seiten, 107 Bilder, 9 Tabellen. 2003.
ISBN 3-87525-191-1

Band 141: Hinnerk Hagenah

**Simulationsbasierte Bestimmung der zu erwartenden
Mäßhaltigkeit für das Blechbiegen**

131 Seiten, 36 Bilder, 26 Tabellen. 2003.
ISBN 3-87525-192-X

Band 142: Ralf Eckstein

**Scherschneiden und Biegen metallischer Kleinstteile –
Materialeinfluss und Materialverhalten**

148 Seiten, 71 Bilder, 19 Tabellen. 2003.
ISBN 3-87525-193-8

Band 143: Frank H. Meyer-Pittroff

**Excimerlaserstrahlbiegen dünner metallischer Folien
mit homogener Lichtlinie**

138 Seiten, 60 Bilder, 16 Tabellen. 2003.
ISBN 3-87525-196-2

Band 144: Andreas Kach

**Rechnergestützte Anpassung von Laserstrahlschneidbahnen
an Bauteilabweichungen**

139 Seiten, 69 Bilder, 11 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-197-0

Band 145: Stefan Hierl

**System- und Prozeßtechnik für das simultane Löten mit
Diodenlaserstrahlung von elektronischen Bauelementen**

124 Seiten, 66 Bilder, 4 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-198-9

Band 146: Thomas Neudecker

**Tribologische Eigenschaften keramischer Blechumformwerkzeuge-
Einfluss einer Oberflächenendbearbeitung mittels Excimerlaserstrahlung**

166 Seiten, 75 Bilder, 26 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-200-4

Band 147: Ulrich Wenger

Prozessoptimierung in der Wickeltechnik durch innovative maschinenbauliche und regelungstechnische Ansätze

132 Seiten, 88 Bilder, 0 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-203-9

Band 148: Stefan Slama

Effizienzsteigerung in der Montage durch marktorientierte Montagestructuren und erweiterte Mitarbeiterkompetenz

188 Seiten, 125 Bilder, 0 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-204-7

Band 149: Thomas Wurm

Laserstrahljustieren mittels Aktoren – Entwicklung von Konzepten und Methoden für die rechnerunterstützte Modellierung und Optimierung von komplexen Aktorsystemen in der Mikrotechnik

122 Seiten, 51 Bilder, 9 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-206-3

Band 150: Martino Celeghini

Wirkmedienbasierte Blechumformung: Grundlagenuntersuchungen zum Einfluss von Werkstoff und Bauteilgeometrie

146 Seiten, 77 Bilder, 6 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-207-1

Band 151: Ralph Hohenstein

Entwurf hochdynamischer Sensor- und Regelsysteme für die adaptive Laserbearbeitung

282 Seiten, 63 Bilder, 16 Tabellen. 2004.
ISBN 3-87525-210-1

Band 152: Angelika Hutterer

Entwicklung prozessüberwachender Regelkreise für flexible Formgebungsprozesse

149 Seiten, 57 Bilder, 2 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-212-8

Band 153: Emil Egerer

Massivumformen metallischer Kleinstteile bei erhöhter Prozesstemperatur

158 Seiten, 87 Bilder, 10 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-213-6

Band 154: Rüdiger Holzmann

Strategien zur nachhaltigen Optimierung von Qualität und Zuverlässigkeit in der Fertigung hochintegrierter Flachbaugruppen

186 Seiten, 99 Bilder, 19 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-217-9

Band 155: Marco Nock

Biegeumformen mit Elastomerwerkzeugen

Modellierung, Prozessauslegung und Abgrenzung des Verfahrens am Beispiel des Rohrbiegens
164 Seiten, 85 Bilder, 13 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-218-7

Band 156: Frank Niebling

Qualifizierung einer Prozesskette zum Laserstrahlintern metallischer Bauteile

148 Seiten, 89 Bilder, 3 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-219-5

Band 157: Markus Meiler

Großserientauglichkeit trockenschmierstoffbeschichteter Aluminiumbleche im Presswerk

Grundlegende Untersuchungen zur Tribologie, zum Umformverhalten und Bauteilversuche
104 Seiten, 57 Bilder, 21 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-221-7

Band 158: Agus Sutanto

**Solution Approaches for Planning of Assembly Systems
in Three-Dimensional Virtual Environments**

169 Seiten, 98 Bilder, 3 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-220-9

Band 159: Matthias Boiger

**Hochleistungssysteme für die Fertigung elektronischer Baugruppen
auf der Basis flexibler Schaltungsträger**

175 Seiten, 111 Bilder, 8 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-222-5

Band 160: Matthias Pitz

Laserunterstütztes Biegen höchstfester Mehrphasenstähle

120 Seiten, 73 Bilder, 11 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-223-3

Band 161: Meik Vahl

**Beitrag zur gezielten Beeinflussung des Werkstoffflusses
beim Innenhochdruck-Umformen von Blechen**

165 Seiten, 94 Bilder, 15 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-224-1

Band 162: Peter K. Kraus

**Plattformstrategien – Realisierung einer varianz- und
kostenoptimierten Wertschöpfung**

181 Seiten, 95 Bilder, 0 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-226-8

Band 163: Adrienn Cser

Laserstrahlschmelzabtrag – Prozessanalyse und -modellierung

146 Seiten, 79 Bilder, 3 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-227-6

Band 164: Markus C. Hahn

**Grundlegende Untersuchungen zur Herstellung von
Leichtbauverbundstrukturen mit Aluminiumschaumkern**

143 Seiten, 60 Bilder, 16 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-228-4

Band 165: Gordana Michos

Mechatronische Ansätze zur Optimierung von Vorschubachsen

146 Seiten, 87 Bilder, 17 Tabellen. 2005.
ISBN 3-87525-230-6