

Berichte zur Metallformgebung
Band 1

Herausgegeben von / Edited by
Prof. Dr.-Ing. habil. Kurt Steinhoff, Universität Kassel

Fabian Loges

**Entwicklung neuer Strategien zur Messung und Regelung der
Bandplanheit beim Flachwalzen**

Die vorliegende Arbeit wurde vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Kassel als Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) angenommen.

Erster Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Kurt Steinhoff

Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Rolf Mahnken. M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung:

05. Juni 2009

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Zugl.: Kassel, Univ., Diss. 2009

ISBN print: 978-3-89958-754-8

ISBN online: 978-3-89958-755-5

URN: urn:nbn:de:0002-7330

© 2009, kassel university press GmbH, Kassel

www.upress.uni-kassel.de

Printed in Germany

Geleitwort des Herausgebers

Flachprodukte aus Stahl finden heute in einer Vielzahl von Marktsegmenten Anwendung. Dabei handelt es sich in den meisten Fällen um hochwertige Konsumgüter mit höchsten Ansprüchen an Qualität. Betrachtet man in diesem Zusammenhang exemplarisch die Fahrzeugherstellung, so stellt Stahl hier einen der wesentlichen Werkstoffe dar, der in nahezu sämtliche strukturbildenden Baugruppen Einzug findet. Dies gilt nicht nur für die Rohkarosserie, sondern insbesondere auch für die Außenhaut. Für die letztgenannte Anwendung gelten allerhöchste Anforderungen an die Planheit des hier verwendeten Stahlbleches. Wie wird diese im Prozess der Halbzeugfertigung nun eingestellt? Sie ist letztlich eine Folge der Umformbedingungen beim Flachwalzen, also dem Warm- und Kaltwalzen. So trivial die technologische Aufgabenstellung in diesem Zusammenhang auch erscheinen mag, birgt sie doch ein überaus komplexes Gebilde von Wechselwirkungen zwischen den hierin enthaltenen einzelnen Fertigungsschritten. Die technologische Zielsetzung der Planheitseinstellung impliziert die Aufgabe, Planheit im Sinne einer Echtzeit-Prozessregelung beeinflussen zu können. Dies sollte zweckmäßiger Weise auch dann geschehen, wenn eine Beeinflussung der Bandplanheit überhaupt noch prozesstechnisch möglich ist. Damit wird in der überaus vielschichtigen Prozessfolge der Halbzeugherstellung der Handlungsspielraum tatsächlich auf die Verfahrensschritte des Warm- und Kaltwalzens eingegrenzt. Während die in diesem Prozessumfeld eingebetteten Aktuatoren wie Walzenbombierung, Walzenbiegung, Walzenverschiebung, oder auch thermische Bombierungsbeeinflussung über die mit hoher örtlicher und zeitlicher Auflösung applizierbare Emulsion überaus vielfältig sind, hat sich auf dem Gebiet der Planheitsmessung seit den am Max-Planck-Institut für Eisenforschung in Düsseldorf in den 60-iger Jahren des vergangenen Jahrhunderts unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-Ing. E.h. Oskar Pawelski tatsächlich nicht mehr viel bewegt. Die aus seinen Forschungsergebnissen hervorgegangene Entwicklung industrietauglicher Messsysteme stellt in der praktischen Anwendung heute nach wie vor den Stand der Technik dar. In der vorliegenden Arbeit wird nun eine neue Methode zur Planheitserfassung vorgestellt, die ausgehend von einem kontinuumsmechanischen Modellansatz eine Aussage über den Planheitszustand des Bandes einzig und allein auf der Grundlage messtechnisch erfasster Lagerreaktionskräfte beim Überlauf des Bandes über eine einfache Rolle im laufenden Betrieb ermöglicht. Aus den hierin vorgestellten Ergebnissen lassen sich wichtige Erkenntnisse für eine zukünftige praktische Anwendung ableiten.

Danksagung

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Kurt Steinhoff, dem Ordinarius des Lehrstuhls für Umformtechnik der Universität Kassel, gilt mein aufrichtiger Dank für die Betreuung der vorliegenden Arbeit als Hauptgutachter sowie für sein in mich und das Thema dieser Arbeit gesetztes Vertrauen. Die mit ihm geführten fachlichen, aber auch persönlichen Gespräche waren für mich ein stets positiver Antrieb.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Rolf Mahnken, M.Sc., dem Leiter des Lehrstuhls für Technische Mechanik der Universität Paderborn, darf ich Dank sagen für seine bereitwillige Übernahme des zweiten Gutachtens und die damit verbundenen kritischen Anmerkungen, die meinen Horizont in mechanischer Hinsicht erweitert haben.

Ich danke den Mitarbeitern des Instituts für Umformtechnik, die mir während der Entstehung dieser Arbeit behilflich waren. Namentlich möchte ich hierbei Herrn Dipl.-Ing. Sven Wagner und Herrn Günther Ohlwein hervorheben, die mir durch ihren Einsatz beim Aufbau der Versuchsanlage und der Versuchsdurchführung eine verlässliche Unterstützung waren.

Herrn Prof. Dr. Jürgen Göken bin ich für die gewissenhafte Durchsicht der Erstfassung der Dissertation dankbar verbunden, auch wenn die daraus resultierende Korrekturschleife deutlich umfangreicher ausfiel als erhofft.

Weiterhin bin ich meiner Firma und im speziellen meinem Partner Dr.-Ing. Jens Kallweit für die erhaltenen Hilfeleistungen zu Dank verpflichtet. Seine stete Bereitschaft, mich an seinem Erfahrungsvorschub im Bereich des wissenschaftlichen Arbeitens teilhaben zu lassen, war für mich von hohem Wert.

Von Herzen danke ich meiner Frau Valerie für ihren Rückhalt und das mir entgegengebrachte Verständnis trotz der ihr und unserer Familie zugemuteten Bescheidung in der Zeit der Entstehung dieser Arbeit.

Mein abschließender Dank gilt meinen Eltern, die mir meine akademische Ausbildung ermöglicht und das dafür nötige persönliche Rüstzeug mitgegeben haben. Ihnen ist diese Arbeit gewidmet.

Fabian-Alexander Loges

Düsseldorf, im Juni 2009

VERZEICHNIS DER FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN	III
ABSTRACT.....	VII
1 EINLEITUNG UND MOTIVATION	1
2 STAND DER TECHNIK	3
2.1 Grundlagen des Flachwalzens	3
2.2 Erläuterungen zum Begriff der Bandplanheit.....	6
2.2.1 Abweichungen von der Ebenheit.....	9
2.2.2 Abweichungen von der Geradheit	13
2.3 Planheitsmeßsysteme	15
2.3.1 Meßrollen	15
2.3.2 Berührungslose Meßsysteme.....	21
2.3.3 Geometrische Planheitsmessung.....	26
2.4 Planheitsregelstrategien	27
2.4.1 Verfahren zur Planheitssteuerung.....	27
2.4.2 Regelung der Bandplanheit.....	32
2.5 Bewertung des Technikstandes.....	35
3 ENTWICKLUNG EINES ANALYTISCHEN MODELLANSATZES	36
3.1 Grundlagen des Modellansatzes	37
3.2 Wahl geeigneter Hilfsgrößen	39
3.3 Entwicklung der Bandzugspannungsfunktion	42
3.4 Interpretation der Bandplanheit	47
3.5 Rechnerische Erfassung der Lagerreaktionskraft.....	52
3.6 Komplettierung des Modellansatzes	56
3.7 Fehlerabschätzung des Modellansatzes.....	58
3.8 Bewertung des Modellansatzes.....	62
4 VERSUCHSPLANUNG UND VERSUCHSAUFBAU	65
4.1 Versuchsstand.....	66
4.1.1 Planheitsmeßrolle.....	67
4.1.2 Rollenlagerung.....	68
4.1.3 Krafteinleitungseinheit.....	72
4.1.4 Meßrollenantrieb	75
4.2 Meßtechnik.....	78
4.2.1 Meßstellen.....	78
4.2.2 Meßverstärker	80

5	EXPERIMENTELLE BETRACHTUNG DES MODELLANSATZES	81
5.1	Versuchsdurchführung.....	81
5.1.1	Versuche zur Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse.....	81
5.1.2	Untersuchung von Faktoren auf mögliche Meßbeeinflussung	84
5.1.3	Experimentelle Erfassung der Biegelinien	91
5.1.4	Bestimmung der Federkennwerte des Kraftsensors	94
5.2	Analyse der Versuchsergebnisse.....	97
5.2.1	Analyse der Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse.....	97
5.2.2	Analyse der meßbeeinflussenden Faktoren	99
5.2.3	Analyse des Einflusses der Kraftsensorfederkonstante.....	103
5.2.4	Analyse der experimentell erfaßten Biegelinien.....	107
5.3	Abgleich der Meßergebnisse mit dem Rechenalgorithmus	110
6	ZUSAMMENFÜHRUNG DER ERKENNTNISSE	113
6.1	Optimierung der Meßrollenapparatur	113
6.2	Bewertung der entwickelten Planheitsmeß- und -Regelstrategie.....	118
6.3	Weitere Optimierungsansätze.....	120
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	121
8	LITERATURVERZEICHNIS	124
ANHANG	134
Anhang A	Rechenalgorithmus des Modellansatzes	134
Anhang B	Geometrie der Meßrolle.....	143
Anhang C	Grafische Darstellungen der experimentellen Daten	144

VERZEICHNIS DER FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN**Lateinische Formelzeichen**

A_{NT}	[mm]	Verformungsanteil im Hauptsystem (Meßrolle)
A_{NTb}	[mm]	Verformungsanteil im virtuellen System (Meßrolle)
A_v	[mm]	Verformungsanteil im KGV
$A_{0,1,2}$	[mm]	Lagerabstände auf der Meßrolle
a	[mm]	Hebelarm im KGV
a_0	[-]	Koeffizient
a_2	[-]	Koeffizient
B	[mm]	Ballenbreite
B_I	[mm]	Integrationsintervall
B_L	[mm]	Lagerbreite
b	[mm]	Bandbreite
C	[kN]	dynamische Tragzahl
$C_{0,1}$	[mm]	Lagerabstände auf der Meßrolle
c_v	[mm]	Abstand Rollenlager – Durchbiegungspunkt
c_1	[mm]	Bandkrümmung vor dem Walzvorgang
c_2	[mm]	Bandkrümmung nach dem Walzvorgang
D_{B0}	[mm]	Durchmesser des Rollenballens (Meßrolle)
D_{ELT0}	[mm]	Gesamtverformung im Hauptsystem (Meßrolle)
D_{ELT1}	[mm]	Gesamtverformung im virtuellen System (Meßrolle)
D_L	[mm]	Lageraußendurchmesser
D_R	[mm]	Durchmesser des Rollenballens
D_Z	[mm]	Durchmesser des Rollenzapfens
D_{zl}	[mm]	Durchmesser des linken Meßrollenzapfens (Festlager)
D_{zl}	[mm]	Durchmesser des linken Meßrollenzapfens (Loslager)
D_{zr}	[mm]	Durchmesser des rechten Meßrollenzapfens
d_L	[mm]	Lagerbohrung
E	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul (E-Modul)
F	[kN]	Walzkraft
F_F	[kN]	Federkraft
F_0	[kN]	Kraft am Meßlagerpunkt im statisch bestimmten Hauptsystem
F_1	[kN]	Kraft am Meßlagerpunkt virtuellen System
F_{max}	[kN]	theoretische Maximallagerkraft für eine Planheitsgrenzlage
$F_{meß}$	[kN]	gemessene Lagerkraft
F_{min}	[kN]	theoretische Minimallagerkraft für eine Planheitsgrenzlage
F_R	[kN]	Radialkraft

F_{Zug}	[kN]	Bandzugkraft
f_L	[-]	dynamische Kennzahl
f_n	[-]	Drehzahlfaktor
G_r	[μm]	radiale Lagerluft
H	[mm]	Hebelarm
h	[mm]	Banddicke
h_0	[mm]	Banddicke in Bandmitte
h_1	[mm]	Banddicke vor dem Walzvorgang
h_2	[mm]	Banddicke nach dem Walzvorgang
h_M	[mm]	Banddicke in Bandmitte
h_R	[mm]	Banddicke am Bandrand
h_Z	[mm]	Hebelarm am Rollenzapfen
\bar{h}	[mm]	mittlere Banddicke
H_{max}	[mm]	maximale Bandwellenhöhe
I_E	[-]	Ebenheitsindex, I-Unit
I	[mm ⁴]	Flächenträgheitsmoment
I_y	[mm ⁴]	Flächenträgheitsmoment des Balkenquerschnitts
J	[mm ⁴]	axiales Flächenträgheitsmoment
K	[kN]	Kraft im KGV
k	[-]	Wellenanzahl pro Meßlänge
k_0	[%]	Bombierungsfaktor
L	[mm]	Länge der Referenzbandfasern
L_{AR}	[N]	Reaktionskraft rechtes Loslager (Meßrolle)
L_{AR0}	[N]	Reaktionskraft rechtes Loslager im Hauptsystems (Meßrolle)
L_{AR1}	[N]	Reaktionskraft rechtes Loslager im virtuellen Systems (Meßrolle)
L_{AL}	[N]	Reaktionskraft linkes Festlager (Meßrolle)
L_{AL0}	[N]	Reaktionskraft linkes Festlager im Hauptsystems (Meßrolle)
L_{AL1}	[N]	Reaktionskraft linkes Festlager im virtuellen Systems (Meßrolle)
$L_{Ame\beta}$	[N]	Reaktionskraft linkes Loslager (Meßrolle)
L_B	[mm]	Länge des Rollenballens (Meßrolle)
L_{FB}	[mm]	Breite des linken Meßrollenfestlagers
L_h	[h]	nominelle Lebensdauer
L_{st}	[mm]	Abstand linkes Festlager bis rechtes Loslager (Meßrolle)
$L_{1,2,3,4}$	[mm]	Abstände auf Rollenballen (Meßrolle)
l	[mm]	Länge der Rollenabschnitte im KGV
M	[kN mm]	Biegemoment
M_0	[kN mm]	Biegelinie des Hauptsystems im KGV
M_1	[kN mm]	Biegelinie des virtuellen Systems im KGV

\bar{M}	[kN mm]	Moment infolge einer virtuellen Kraftgröße
P	[kN]	resultierende Einzelkraft der Linienlast
P_L	[kN]	dynamisch äquivalente Belastung
p	[kN/mm]	Linienlast
Q	[kN]	Querkraft
$Q_{me\beta}$	[kN]	Querkraft, gemessen
R	[N/mm]	Federrate
s	[mm]	Federweg
V	[kN]	Kräfte in der Gleichgewichtsbedingung
w	[mm]	Rollendurchbiegung
X_1	[kN]	Einheitskraft im KGV
$X_{1,2,\dots}$	[mm]	Ortskoordinate auf Meßrolle
x_R	[mm]	Koordinate vom Bandrand in Bandbreitenrichtung
x,y,z	[mm]	kartesische Koordinaten
Y_1	[kN]	Einheitskraft im virtuellen System (Meßrolle)
\bar{I}	[-]	virtuelle Kraftgröße

Griechische Formelzeichen

α	[°]	Bandablenkwinkel vor der Rolle
α_u	[°]	Umschlingungswinkel
α_v	[°]	Verkipfungswinkel
β	[°]	Bandablenkwinkel hinter der Rolle
δ	[mm]	Verformung im KGV
δ_F	[mm/N]	Federnachgiebigkeit
Δb	[mm]	Meßunsicherheit der Bandbreite
$\Delta \varepsilon$	[%]	relative Dehnung
ΔF_{Zug}	[kN]	Meßunsicherheit der Bandzugkraft
Δh	[mm]	Meßunsicherheit der Banddicke
ΔL	[mm]	Längendifferenz der Bandfasern
ΔL_E	[mm]	Differenz längste / kürzeste Faser über der Bandbreite
ΔP	[kN]	Maximalfehler der Querkraft
$\Delta \sigma$	[N/mm ²]	Bandzugspannungsdifferenz
Δx	[mm]	Meßunsicherheit der Bandlage
ε	[%]	Dehnung
ε_T	[%]	thermische Dehnung
π	[-]	Kreiszahl
σ	[N/mm ²]	Bandzugspannung

$\bar{\sigma}$	[N/mm ²]	mittlere Bandzugspannung
ψ	[°]	Drehwinkel

Abkürzungen

AC	Alternating Current
bzw.	beziehungsweise
CCD	Charge-coupled Device
Cr	Chrom
CVC	Continous Variable Crown
CVC 6-HS	CVC-Sexto-Walzgerüst mit Horizontal-Stabilisierung
d.h.	das heißt
DIN	Deutsche Institut für Normung e.V.
DMS	Dehn-Meß-Streifen
DSP	Direct Sheet Plant, oder Digital Signal Processor
etc.	et cetera
FEM	Finite Elemente Methode
KGV	Kraftgrößenverfahren
Mn	Mangan
PC	Personal Computer
St	Stahl
u.a.	unter anderem
UC	Universal Crown-control
USB	Universal Serial Bus
V	Vanadium
v.E.	vom Endwert
vgl.	vergleiche
z.B.	zum Beispiel

Allgemeine Indizes

min	maximal
min	minimal
n	Laufvariable
x	in x-Richtung
y	in y-Richtung
z	in z-Richtung
0,1,2,3...	Laufvariablen

ABSTRACT

At flat rolling, strip flatness ranks among the essential quality features and is a major process parameter for the whole process chain of steel strip production. The established measuring systems used for detecting strip flatness are often liable to failure and are cost-intensive due to sensitive measurement technique. Measuring systems are therefore only installed where a specific adjustment of the strip flatness is possible.

The aim of the present study is the development of new strategies for the measurement and adjustment control of strip flatness which will be the basis for the elaboration of alternative flatness measuring systems allowing for a considerable reduction in investment and maintenance costs and having an adequate measuring accuracy.

For this purpose an analytic model formulation has been evolved which is based on a contacted metering roll and possesses as characteristic features a quadratic function for the distribution of the strip tensile strength and the choice of transverse forces respectively bearing reaction forces as metrological ascertainable auxiliary quantities. Via an algorithm listed in the model formulation the measured bearing reaction forces can be contrasted with calculated, theoretical values of an absolute flat strip and be interpreted as relative strip flatness. Thereby it is important that the applied algorithm provides the results immediately for the "online" detection as requested in the production process.

For the experimental examination of the model formulation a metering roll device is designed by which the roll impacting vertical forces caused by different distributions of the strip tensile strength, can be simulated and measured. In multiple experimental series, the reproducibility of the measuring result is attested for different roll load cases and the corresponding bending lines are metrologically recorded.

In further experimental series potential influencing factors and disturbances are systematically analysed. Here the vertical displacement of the measuring bearing caused, amongst others, by the compression of the used force sensor can be verified to be the essential magnitude of error. Other detected influencing factors are either not significant or can be sufficiently minimised by suitable actions.

By means of the achieved findings the need for modification and optimisation of the used measuring device and the idealised calculation formulation for flatness detection are deduced and defined in view of a future industrial application. Attention is thereby concentrated on the minimisation of a potential vertical displacement of the measuring bearing, amongst others, by the use of piezoelectric force sensors and Super-, respectively Ultra-precision bearings which feature extreme tight bearing tolerances.

1 EINLEITUNG UND MOTIVATION

Beim Flachwalzen von metallischen Bändern stellt die Bandplanheit einen bedeutenden Faktor für die Weiterverarbeitung des Bandes zum fertigen Halbzeug und für die nachgelagerte Endverwertung dar. Bänder mit einer unzureichenden Planheit können dabei in den auf den Walzprozeß nachfolgenden Produktionsanlagen zu erheblichen Produktions- und Qualitätsstörungen führen.

Die Planheit eines Bandes wird maßgeblich während des Walzprozesses beeinflusst, wobei ein planes Band durch eine gleichmäßige Längung des Bandes über die Bandbreite erzeugt wird. Während des Walzprozesses gibt es zahlreiche Parameter, die einen unerwünschten (negativen), aber auch einen gezielt steuerbaren Einfluß auf die Bandplanheit haben. Kommt es durch thermische und/oder mechanische Einflüsse zu einer unterschiedlichen Längung des Bandes über die Bandbreite, entsteht eine schlechte Bandplanheit, die sich u.a. in Form von Wellenbildung im Mitten- oder Randbereich des Bandes darstellen kann.

Zur gezielten Regelung der Bandplanheit verfügen moderne Walzstraßen über verschiedene Stellgrößen, wie z.B. eine Biegung der Arbeitswalzen, die Schwenkung der Walzgerüste, eine partielle Kühlung der Walzen und eine gezielte Temperaturführung des Bandes über die Bandbreite. Voraussetzung für die Regelung der Bandplanheit durch gezielt gesteuerte Stellgrößen sind verlässliche Informationen über den Planheitszustand des Bandes, welche durch Planheitsmeßsysteme geliefert werden. Bei modernen Planheitsmeßsystemen unterscheidet man zwischen berührungslosen, meist optischen Meßverfahren und berührungsbehafteten, bei denen das unter Zug stehende Band über eine mit Kraftsensoren bestückte, rotierende Meßrolle abgelenkt wird.

Bei der Verwendung von Planheitsmeßrollen wird sich zunutze gemacht, daß im Auflagebereich des Bandes auf der Rollenoberfläche Reaktionskräfte entstehen, die zu den örtlichen Bandzugspannungen proportional sind, die wiederum in direkter Beziehung zu eventuellen Längungen von Bandbereichen bzw. Bandformfehlern stehen. Die zur Bandplanheit äquivalenten Reaktionskräfte werden hierbei in Form von Radialkräften gemessen und als Bandzugspannungsverteilung interpretiert.

Die Planheitsmeßsysteme nach dem Stand der Technik sind mit moderner und meist sensibler Meßtechnik versehen, die das System kostenintensiv macht und Störungsanfälligkeit bzw. Wartungsintensivität erzeugen kann. Nicht zuletzt wegen der hohen

Anschaffungskosten der bestehenden Meßsysteme werden Planheitsmeßsysteme in der Regel nur dort eingesetzt, wo auch eine gezielte Einflußnahme bzw. Korrektur der Bandplanheit vorgenommen werden kann. Der Einsatz von Planheitsmeßsystemen bleibt somit meist auf die Walzanlagen beschränkt, obwohl eine verlässliche Information über eventuelle Planheitsfehler des Bandes gerade auch für die der Walzstraße nachfolgenden Produktionsschritte sehr hilfreich wäre. Bei der Betrachtung von neuen Planheitsmeßsystemen ist daher auch eine mögliche Reduzierung von Investitions- und Wartungskosten bei ausreichender Verlässlichkeit und Umfang der gelieferten Informationen über die Bandplanheit von Interesse.

Die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit besteht in der Schaffung von Grundlagen zur Entwicklung neuer Strategien zur Messung und Regelung der Bandplanheit beim Flachwalzen, auf deren Basis sich nach Möglichkeit kostengünstige Alternativsysteme zur Planheitsmessung ausarbeiten lassen.

Diese Zielsetzung soll mit wissenschaftlicher Methodik durch die Entwicklung und Untersuchung einer indirekten Planheitsbestimmung über die Messung von Hilfsgrößen erarbeitet werden. Der methodische Ansatz der indirekten Planheitsbestimmung durch die Messung von Lagerkräften als Hilfsgrößen soll dabei mittels geeigneter Experimente gezielt auf mögliche Einflußfaktoren und Störgrößen untersucht werden.

Auf Basis der daraus gewonnenen Erkenntnisse über Fehlerquellen und eventuelle Defizite der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Meßapparatur lassen sich die im Hinblick auf einen späteren Praxiseinsatz notwendigen Ansätze zur Adaptierung und Optimierung der im Laborversuch betriebenen Meßeinrichtung und des idealisierten Berechnungsansatzes zur Bestimmung der Bandplanheit ableiten und definieren.

2 STAND DER TECHNIK

2.1 Grundlagen des Flachwalzens

Seit Beginn der industriellen Herstellung von metallischen Flachprodukten sind die umformenden Verfahren des Flachwalzens ein zentraler Bestandteil der Prozeßkette. Mit dem kontinuierlich steigenden Bedarf an Stahlflachprodukten seit Anfang des vergangenen Jahrhunderts haben auch die beiden Primärverfahren des Flachwalzens, das Warm- und das Kaltwalzen, immer wieder nennenswerte Impulse bei der Fortentwicklung der Verfahren erlebt. Besonders auf dem Gebiet des Kaltwalzens hat mit Beginn der Nachkriegszeit das Entwicklungstempo rapide zugenommen. Als herausragende Technologiesprünge sind dabei beispielhaft die Entwicklung der Mehrrollen-Kaltwalzwerke und die Inbetriebnahme der ersten kontinuierlichen Tandemstraße Anfang der 50er Jahre sowie der Einsatz vollhydraulischer Gerüstanstellungen seit den 70er Jahren und die Entwicklung der CVC-Technik zur flexiblen Einstellung der Walzspaltform, die im **Kapitel 2.4.1** noch näher behandelt wird, zu erwähnen. Trotz der Vielzahl von Anwendungen und Neuerungen auf dem Gebiet des Flachwalzens hat das Interesse der Industrie an der Weiterentwicklung und Verbesserung bestehender und zukünftiger Walzanlagen auch in der neueren Zeit nicht nachgelassen, wobei z.B. als Entwicklung aus dem Jahr 2001 die Inbetriebnahme der ersten Tandemstraße mit CVC-Sexto-Technologie genannt werden kann. [DeRa06; Stahl89]

Die technischen und technologischen Grundlagen und Begriffe der Flachwalzverfahren werden in der technischen Literatur ausgiebig und hinreichend beschrieben, so daß an dieser Stelle auf die folgenden Grundlagenwerke verwiesen werden kann:

- VDEh: „Grundlagen der Bildsamen Formgebung“ [VDEh66]
- VDEh: „Herstellung von kaltgewalztem Band“ [VDEh70]
- Dahl, Kopp, Pawelski:
„Umformtechnik Plastomechanik und Werkstoffkunde [DaKoP93]
- V. Ginzburgs: „Flat Rolling Fundamentals“ [GiBa00].
- O. Kienzle: „Mechanische Umformtechnik“ [Kinz68]
- K. Lange: „Umformtechnik“ [Lang 90]

Betrachtet man die technologischen Ziele des Flachwalzens, so lassen sich diese in drei Hauptkriterien unterteilen, die durch entsprechende Normen klar quantifiziert werden:

- Dickenabnahme bzw. Erzeugung der gewünschten Bandgeometrie
- Einstellung der Oberflächenstruktur
- Erreichen einer guten Bandplanheit.

Während sich die Vorgaben für die Oberflächenstruktur [Stein08] primär an den Anforderungen des Endprodukts bzw. des fertigen Halbzeuges orientieren, geht es bei dem Erreichen einer guten Bandplanheit auch darum, eine gute Weiterverarbeitbarkeit und Qualität des Bandes in den in der Prozeßkette den Flachwalzprozessen nachfolgenden Produktionsanlagen zu ermöglichen. Die in den Flachwalzprozessen maßgeblich beeinflusste Bandplanheit stellt somit nicht nur ein wichtiges Qualitätsmerkmal für das Endprodukt dar, sondern auch einen bedeutenden Prozeßparameter für die gesamte Prozeßkette der Flacherzeugnisherstellung.

Bild 2-1 zeigt anhand der Prozeßschritte bei der Kaltbandproduktion die dem Kaltwalzprozeß nachfolgenden Produktionsanlagen, in denen eine unzureichende Bandplanheit zu erheblichen Prozeßstörungen und Qualitätsmängeln führen kann.

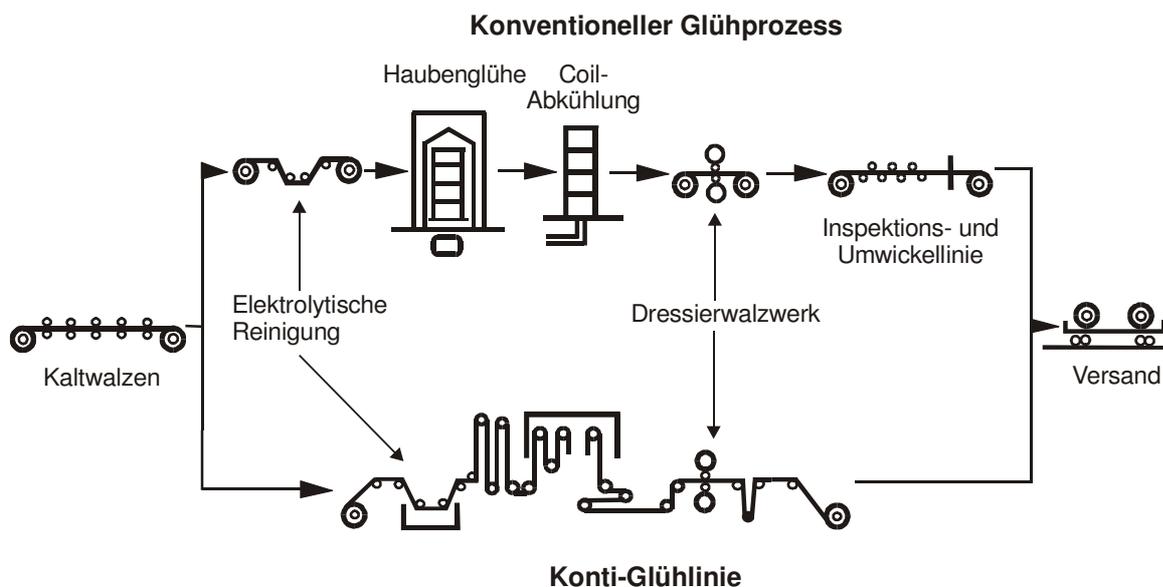


Bild 2-1: Prozeßschritte bei der Kaltbandproduktion [Pank85]

In der Konti-Glühlinie z.B. können Planheitsdefekte u.a. zu Bandverläufen und somit zum Anschlagen der Bandkanten innerhalb des Ofens führen.

Neben der klassischen Prozeßkette ermöglichen neue technische Entwicklungen auf dem Sektor des Dünnbandgießens mit anschließendem Warmwalzen alternative Prozeßrouten bei der Herstellung von Flachprodukten. Durch das sogenannte DSP (Direct Sheet Plant)-Verfahren kann Warmbreitband in Dickenbereichen des klassischen Kaltbands produziert werden, was zumindest bei Feinblechgütern mit geringeren Qualitätsanforderungen zu einem verstärkten Wettbewerb dieser beiden Flachwalzverfahren führen wird. Im nachfolgenden **Bild 2-2** sind die alternativen Prozeßrouten beim Einsatz des DSP-Verfahrens schematisch dargestellt.

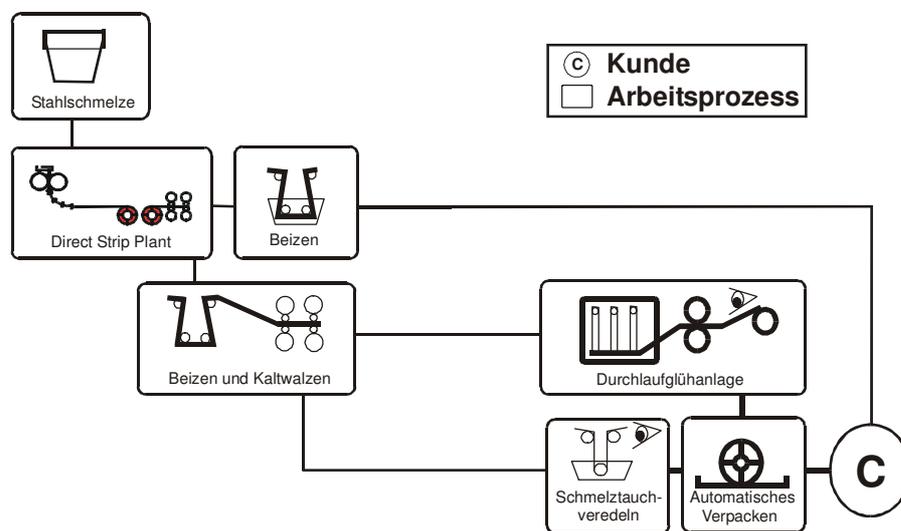


Bild 2-2: Alternative Prozeßrouten bei der Feinblechherstellung [Ruof00]

Der Vorteil der über das DSP-Verfahren hergestellten Warmbänder gegenüber herkömmlichen Warmbandqualitäten liegt neben den geringeren und gleichmäßigeren Dicken in konstanteren Breitenverläufen sowie besseren Oberflächeneigenschaften. Weiterhin werden homogenere Spannungsverläufe im Band erreicht, was sich vor allem positiv auf die Planheit des Bandes auswirkt. [Brüh02; Hand00; Ruof00]

2.2 Erläuterungen zum Begriff der Bandplanheit

Formabweichungen an gewalzten Bändern können neben erheblichen Qualitätsmängeln auch zu Prozeßstörungen in den Kalt- und Warmwalzanlagen sowie in den nachgeschalteten Prozeßlinien führen. Daher wird der Erzielung einer optimalen Bandform eine große Bedeutung beigemessen.

Die Formgebung des Bandes erfolgt maßgeblich während des Walzprozesses im Walzspalt, wo sie durch verschiedene Parameter, wie z.B. Anstellung der Walzen, dem Walzenschliff und -verschleiß sowie einer thermischen Bombierung, beeinflusst werden kann. Die hierdurch auf das Band ausgeübten Kräfte sind für die Formgebung des Bandes und somit auch für eventuelle Formabweichungen ausschlaggebend. Formabweichungen können aber auf andere Weise verursacht werden, wie z.B. beim Umlenken oder Auf- und Abwickeln des Bandes sowie beim Aufheizen und Abkühlen des Bandes während der dem Kaltwalzprozeß nachfolgenden Glühbehandlung. [GiBa00; MüKP03; Neus86]

Formabweichungen, sprich Planheitsfehler, treten in der Regel in Form von Wellen oder Wölbungen auf, die durch örtlich ungleichmäßige Längungen bzw. Stauchungen im Materialgefüge hervorgerufen werden, also durch unterschiedlich starke plastische Verformungen des Bandes über die Bandbreite und/oder die Banddicke, die oftmals durch einen nicht konstant großen Walzspalt verursacht werden.

Die daraus resultierenden Belastungsdifferenzen führen zu einem ungleichmäßigen Spannungsgefüge im Band und somit zu Schädigungen der Gefügestruktur. Da diese erst ab einem gewissen Belastungsgrad bzw. ab Erreichen der sogenannten „kritischen Beulspannung“ auftreten, entstehen zunächst nur nicht sichtbare Planheitsfehler. Sichtbar werden diese Fehler zumeist erst bei vollständigem Abfall aller äußeren auf das Band wirkenden Kräfte, welches sich dann verschiedenartig krümmt bzw. beult. Sind die Schädigungen im Gefüge jedoch groß genug, führt dies zu erkennbaren Planheitsfehlern.

Hieraus ergibt sich in der Praxis das Ziel, eine möglichst konstante, also gleichmäßige Zugspannungsverteilung über die gesamte Bandbreite am Ende des Walzverfahrens zu erzielen.

Im Idealzustand ist ein gewalztes Band an allen Kanten exakt gerade, wobei die Kanten jeweils im rechten Winkel aufeinander treffen. Dies impliziert, daß das Band eine konstante Dicke und Breite besitzt, also frei von jeglichen Unebenheiten ist. Zudem

müssen alle internen Bandzugspannungen konstant sein. Sind diese Bedingungen erfüllt, spricht man von einem absolut planem Band. [GiBa00; Mühk02; Sant03]

Dieser Idealzustand wird in der Praxis jedoch nicht erreicht, so daß mögliche Formabweichungen und ihr zulässiges Maß in Normen festgelegt werden:

Nach DIN EN 10131 ist die Ebenheitstoleranz als der größte „[...] zulässige Abstand zwischen dem Band und der horizontalen Fläche, auf der es liegt.“ angegeben [DIN10131]. Diese Ebenheitstoleranzen gelten nur für Bänder. Nach dieser DIN werden die Messungen der Welligkeit nur an den Bandkanten vorgenommen. Des Weiteren sind Ebenheitstoleranzen abhängig von der verwendeten Stahlsorte, der Bandbreite und -dicke. Es sind zwei Toleranzklassen angegeben, „Normal“ und „Eingeschränkt (FS)“. Zu beachten ist, daß sich die DIN 10131 auf eine Messung der Bandplanheit nach vollendetem Walzvorgang ohne Einwirkung äußerer Kräfte, wie etwa eines Bandzuges, beschränkt. [DIN10131]

Für verzinnertes Feinblech, auch Weißblech genannt, gilt, daß die Randwelligkeit, also die Höhe der Wellen an der Kante eines Bandes, bei Auflage auf einer ebenen Unterlage nicht mehr als 2,5 mm betragen darf. Zudem dürfen höchstens sechs Wellen mit einer Höhe von max. 1,5 mm pro Meter Bandlänge auftreten. Außerdem werden in dieser Norm die „Bogigkeit“ und „Mittenwelligkeit“ beschrieben [DIN 10202].

Neben der oben genannten Norm für Weißblecherzeugnisse gibt es weitere, die sich jeweils auf die besonderen Anforderungen anderer Kaltwalzerzeugnisse konzentrieren wie z.B. Elektroblech [DIN10106; DIN10251] und Normen, die sich allgemein mit der Produktion von flachgewalztem Stahlband befassen [DIN10079; DIN10140].

Die in einigen Normen enthaltenen quantitativen Formtoleranzen sind in der Praxis jedoch nicht immer uneingeschränkt anwendbar. Um für die Planheit eines Bandes ein Qualitätskriterium ohne Maßeinheit zu erhalten und sie dennoch quantitativ darzustellen zu können, wurde der in sogenannten I-Units angegebene Ebenheitsindex eingeführt, welcher sich aus folgender Formel ergibt und die spezifische Faserdehnung beschreibt:

$$I_E = \frac{\Delta L_E}{L} \cdot 10^5 = \left(\frac{c_1}{h_1} - \frac{c_2}{h_2} \right) \cdot 10^5 \quad (2.1)$$

Eine I-Unit steht für eine Faserverlängerung von $10\ \mu\text{m}$ pro 1 m Bandlänge, wobei die Unplanheit nach dem Kaltwalzvorgang 10 I-Units nicht überschreiten sollte. Das Verhältnis $\Delta L/L$ wird auch als relative Dehnung bezeichnet, deren Verteilung über die Bandbreite ein Maß für die Planheit des Bandes darstellt, **Bild 2-3**, [DIN 10251; Ginz90; MüKP03].

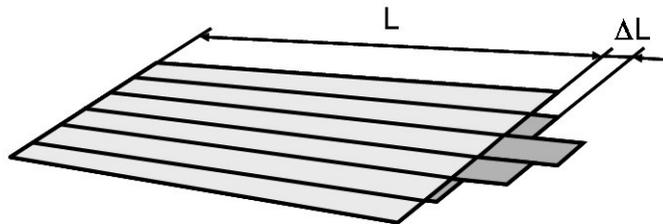


Bild 2-3: Relative Dehnung $\Delta L/L$ über die Bandbreite, vgl. [Asea85]

Neben einer quantitativen Betrachtung wird bei Bandformabweichungen, bzw. möglichen Planheitsfehlern auch eine qualitative Klassifizierung vorgenommen, die als Übersicht dem nachfolgenden **Bild 2-4** zu entnehmen ist:

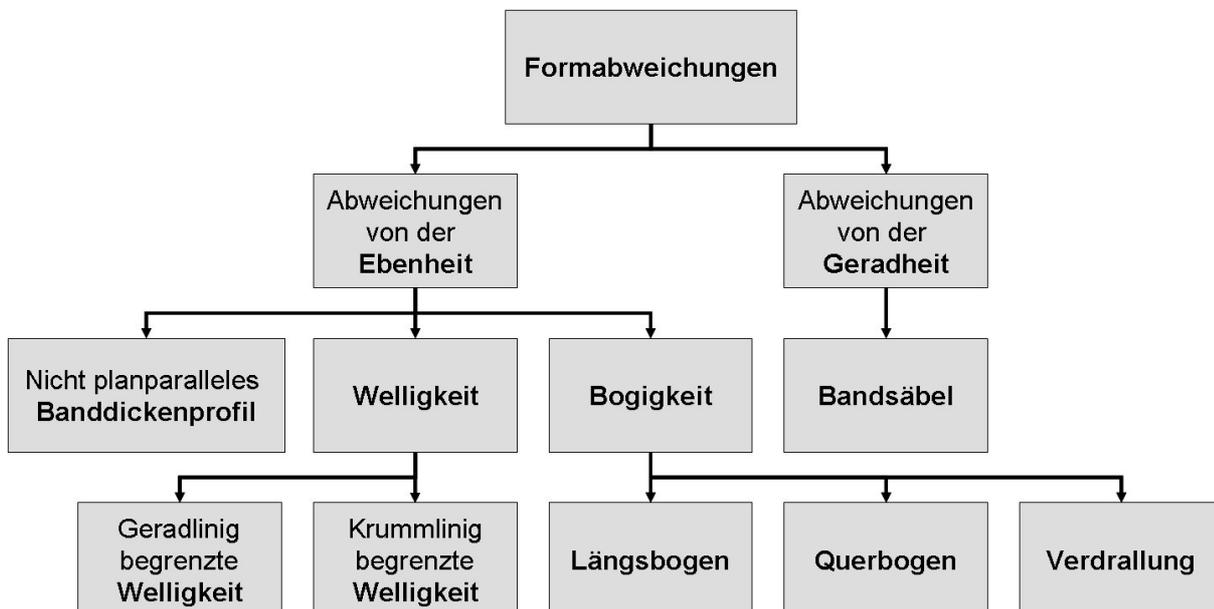


Bild 2-4: Klassifizierung der Planheitsfehler, vgl. [DIN50642; MüKP03]

Entsprechend der qualitativen Klassifizierung von Planheitsfehlern wird allgemein zwischen Formabweichungen von der Ebenheit und Abweichungen von der Geradheit der Bänder unterschieden.

2.2.1 Abweichungen von der Ebenheit

Bogigkeit

Der Defekt der Bogigkeit entsteht durch eine über die Banddicke unterschiedliche plastische Streckung in Bandlängsrichtung, die z.B. durch eine Biegebeanspruchung beim Umlenken des Bandes oder durch stark unterschiedliche Rauigkeiten von Ober- und Unterwalze verursacht werden kann.

Die drei typischen Fehlerformen der Bogigkeit sind der sogenannte Längsbogen, der Querbogen und die Verdrallung, auch Twist genannt, **Bild 2-5**.

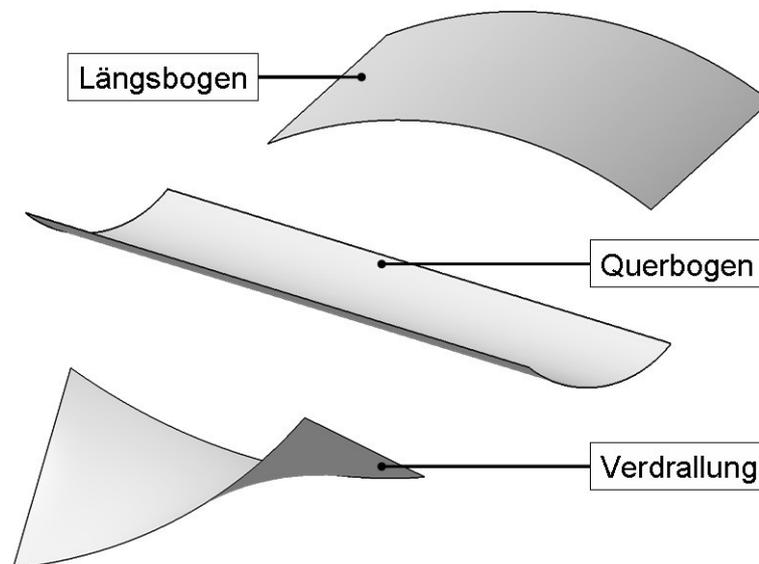


Bild 2-5: Planheitsfehler „Bogigkeit“, vgl. [Mühk02]

Dadurch, daß die plastische Streckung und somit auch die Bandzugspannungen über die gesamte Bandbreite konstant sind, lassen sich Bogigkeitsfehler, solange das gewalzte Band unter Zug steht, mit Hilfe gängiger Online-Meßvorrichtungen, wie z.B. die Planheitsmeßrollen, **Kapitel 2.3.1**, während des Walzprozesses nicht erfassen. Erst bei Abfall der Zugspannung können diese Fehler ermittelt werden, wobei sich eine Quantifizierung mittels der vorab bezeichneten I-Units aufgrund der über Bandbreite konstanten Streckung nicht anbietet.

Solche Planheitsfehler, die sich durch plastische Biegung ohne überlagerten Zug beheben lassen, bezeichnet man als „abwickelbare Fehlertypen“.

Welligkeit

Der beim Kaltwalzen häufig auftretende Defekt der Welligkeit läßt sich in zwei Untergruppen aufgliedern:

Der erste Welligkeitstyp ist durch gleichmäßige, in Walzrichtung ausgerichtete Wellen gekennzeichnet. Aufgrund der periodisch wiederkehrenden und senkrecht zur Bandkante verlaufenden Wellentäler wird diese Form der Welligkeit als „geradlinig begrenzt“ klassifiziert. Ursache für diesen Ebenheitsdefekt sind in Bandlängsrichtung über die Banddicke wechselnde plastische Streckungen und Stauchungen, wodurch an der Bandober- und Bandunterseite entgegengesetzt gerichtete Längsspannungen entstehen, die über die Bandbreite nahezu konstant sind. Da sich dieser Planheitsfehler, wie die Bogigkeit, durch einen einfachen Biegevorgang ohne überlagerten Zug beheben läßt, wird er ebenfalls als „abwickelbarer Fehlertyp“ bezeichnet.

Die Welligkeitsdefekte der zweiten Gruppe werden durch unterschiedlich starke plastische Streckung des Bandes über die Bandbreite verursacht. Die dadurch erzeugten Eigenspannungsdifferenzen in Längs- und Querrichtung führen ab Erreichen der kritischen Beulspannung des Bandes zu örtlichen, dauerhaften Bandausbeulungen, die unterschiedliche Formen annehmen können. Entsprechend ihrer unterschiedlichen Erscheinungsformen werden diese Planheitsdefekte in folgende Kategorien unterteilt [GiBa00]:

- **Lange Mitte** (Long centre):
Langgezogene Wellen in Bandmitte, welche durch eine schrittweise Abnahme der Banddehnung über die gesamte Bandbreite von der Bandmitte ausgehend hervorgerufen werden.
- **Mittenwellen** (Centre buckles):
Wellen in Bandmitte, welche durch eine lokale Zunahme der Banddehnung in Bandmitte hervorgerufen werden.
- **Lange Bandkante** (Long edges):
Wellen an den Bandkanten, welche durch eine schrittweise Zunahme der Banddehnung über die gesamte Bandbreite von der Bandmitte ausgehend hervorgerufen werden.

- **Randwellen** (Edge buckles):
Wellen an den Bandkanten, welche durch eine lokale Zunahme der Banddehnung an den Bandkanten hervorgerufen werden.
- **Örtliche Wellenbahn** (Quarter buckles):
Durch lokale Dehnungszunahme auftretende Wellen, welche nach ca. einem Viertel der Bandbreite entstehen.
- **Seitenwellen** (Side buckles):
Direkt am Bandrand anliegende Wellen, welche ebenfalls durch lokale Dehnungszunahme entstehen.
- **Heringsmuster** (Herringbone):
Um 45° zur Walzrichtung geneigte Wellen, welche aufgrund von ungleichmäßiger Dehnungsverteilung entlang der Bandbreite auftreten können. Die Zugspannungsverteilung ist im Gegensatz zu den anderen aufgeführten Planheitsfehlern weder über die Bandbreite noch in Walzrichtung konstant.

Eine optische Darstellung der genannten Fehlertypen und die jeweilige Längenverteilung $\Delta L/L$ der Bandfasern über die Bandbreite ist dem nachfolgenden **Bild 2-6** zu entnehmen. Bei dem Fehlertyp „Heringsmuster“ fehlt die zugehörige Bandfaserlängenverteilung, da diese aufgrund der in Längs- und Querrichtung nicht konstanten Zugspannungsverteilung in dieser Form optisch nicht darstellbar ist.

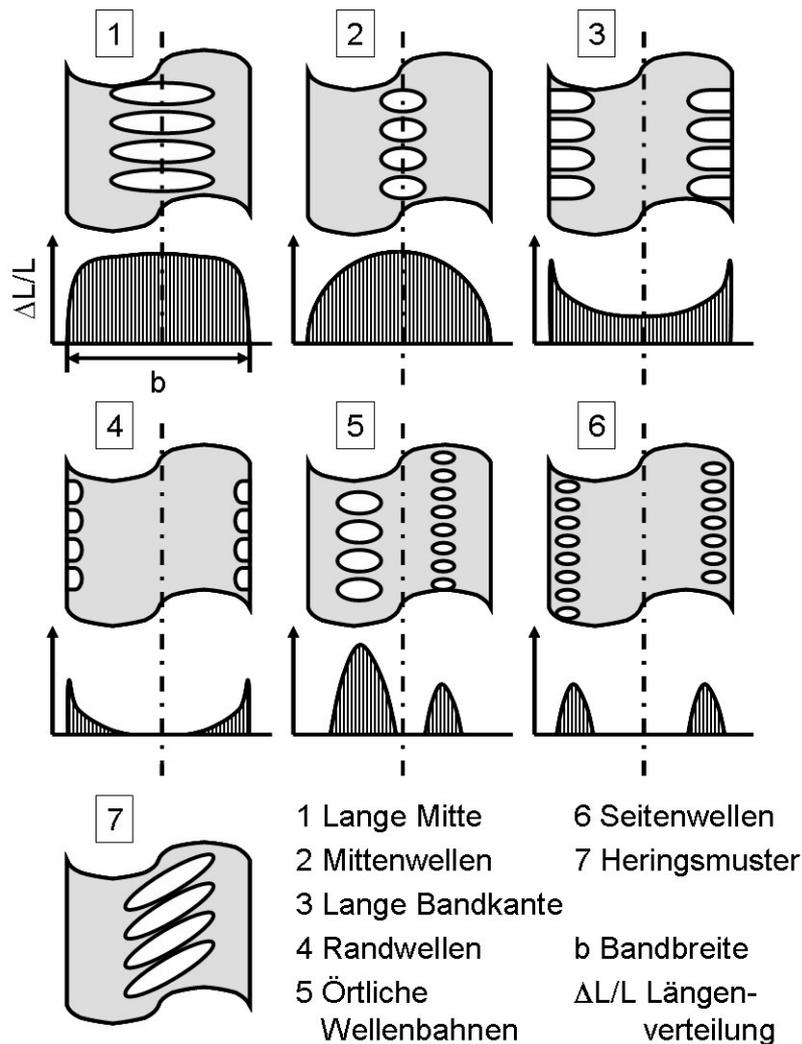


Bild 2-6: Welligkeitsfehler und Längenverteilung $\Delta L/L$, vgl. [Neus86]

Aufgrund der nicht geradlinig verlaufenden Beul- bzw. Wellenformen fallen die vorab beschriebenen Planheitsfehler unter den Begriff der „krummlinig begrenzten Welligkeiten“, die sich im Gegensatz zu den geradlinig begrenzten Welligkeitsdefekten durch einen einfachen Biegevorgang nicht beheben lassen. Fehler dieser Art sind nur durch örtlich differenzierte plastische Streckungen über die Bandbreite zu beseitigen und werden daher „nicht abwickelbare Fehler“ genannt [MüKP03].

Nicht planparalleles Banddickenprofil

Ein weiterer Fehlertyp sind Abweichungen im Banddickenprofil. Ein Band sollte zwecks guter Materialausnutzung rechteckig sein. Entgegen der gewünschten Rechteckform können aber geometrisch unregelmäßige Profile entstehen, die in der Praxis auch zigarren-, keil- oder knochenförmige Profile genannt werden. Mögliche Ursachen hierfür sind zum einen Fehler im Walzspalt, zum anderen werden durch

Längungen und Stauchungen lokale Breitungen im Band erzeugt, wobei deutlich zwischen lokalen Breitungen und einer Veränderung der Bandbreite unterschieden werden muß.

Von einer breitungsreifen und somit ebenen Formänderung geht man beim Walzen generell dann aus, wenn das Verhältnis von Bandbreite b zur Banddicke h größer 10 ist ($b/h > 10$). Da dies beim Kaltwalzen in der Regel der Fall ist, kann man trotz Dickenreduzierung von einer konstanten Bandbreite ausgehen und somit die Betrachtung einer Bandbreitenänderung vernachlässigen. Auch wenn sich demnach die Bandbreite während des Kaltwalzprozesses nicht verändert, wird jedoch das Banddickenprofil eines Bandes direkt durch lokale Breitungen beeinflusst. [KoWi98; PaRa00]

Bei der Betrachtung von nicht planparallelen Banddickenprofilen ist jedoch zu beachten, daß in der Regel beim Warmwalzen gezielt ein zigarrenförmiges Profil erstellt wird, um das Banddickenprofil an die beim nachfolgenden Kaltwalzprozeß konvexen Walzspaltform anzupassen. Ursächlich für die konvexe Walzspaltform ist das zur Walzgerüstmittle ansteigende Biegemoment, wodurch sich die Arbeitswalzen aufbiegen und es zu einer stärkeren Umformung an den Bandrändern kommt. Je höher die Walzkraft ist, desto stärker tritt dieses Phänomen auf. Da die Walzkraft jedoch auch proportional zur Bandbreite ansteigt, steigt auch die konvexe Wölbung des Bandes proportional zur Bandbreite an.

Wird der Walzspalt beim Kaltwalzen wiederum nicht an das Bandprofil des Vormaterials angepaßt, kann dies massive Planheitsfehler, wie Wellen, Bögen oder auch die im nachfolgenden **Kapitel 2.2.2** beschriebenen Bandsäbel, zur Folge haben. Bemühungen zur Verbesserung der Profilform durch weitere Nachbearbeitung führen in aller Regel zu einer Verschlechterung der Bandplanheit.

2.2.2 Abweichungen von der Geradheit

Formabweichungen von der Geradheit werden allein durch den sogenannten Bandsäbel (englisch: Strip camber) beschreiben. Bei diesem Fehlertyp, der zur Kategorie der nicht abwickelbaren Planheitsfehler zählt, handelt es sich um eine bogenförmige Abweichung der Bandkanten von ihrer ideal geraden Form in Bandlängsrichtung aufgrund einer über die Bandbreite gleichmäßigen Dehnungszunahme.

Die Ursache für einen Bandsäbel ist in der Regel eine meist ungewollte Schränkung der Ober- und Unterwalzen gegeneinander, die in der Praxis auch Gerüstschieflage genannt wird. Bandsäbel können aber auch durch ein keilförmiges Vormaterial aus der Warmbandstraße oder bei der Verarbeitung von Spaltband [DIN 10079] entstehen.

Eine optische Darstellung des Bandsäbel-Defektes und die jeweilige Längenverteilung $\Delta L/L$ über die Bandbreite ist dem nachfolgenden **Bild 2-7** zu entnehmen [MüKP03; Neus86].



Bild 2-7: Planheitsdefekt „Bandsäbel“ und Längenverteilung $\Delta L/L$, vgl. [Neus86]

In der Praxis treten die verschiedenen, beschriebenen Planheitsfehlertypen auch häufig in Kombination auf. Man spricht dann von einem Gesamtfehler, welcher sich durch die Überlagerung der Einzelfehler ergibt. [DIN 10251; GiBa00; Lark67; MüKP03; Neus86; PaRa00]

2.3 Planheitsmeßsysteme

Aus der Vielzahl der möglichen Planheitsfehler und der daraus resultierenden negativen Auswirkungen auf die Qualität und die Verarbeitungsfähigkeit von flachgewalztem Stahlband läßt sich schließen, daß der Erfassung der Bandplanheit sowie der Korrektur von Planheitsfehlern eine hohe technische und wirtschaftliche Bedeutung zufällt.

Im Bereich der Bandplanheitserfassung und -korrektur, bestehend aus Messung von Planheitsfehlern und deren Beseitigung durch Regelungssysteme, wird seit 1965 intensiv geforscht. Dies bezieht sich sowohl auf Kalt- als auch auf Warmwalzverfahren [DeRa06]. Trotz der großen Forschungsanstrengungen und Entwicklungen in den letzten Jahrzehnten lassen sich bisher weder Längendifferenzen über die Bandbreite noch die dazu proportionale Verteilung der Bandzugspannungen als zentrales Maß für Bandplanheit während des Walz- bzw. Bandverarbeitungsprozesses meßtechnisch unmittelbar erfassen. Der aktuelle Stand der Technik ist daher zur Zeit darauf beschränkt, statt dessen durch Messung proportionaler anderer Meßgrößen, wie z.B. Radialkräfte, indirekt Rückschlüsse auf die Bandzugspannungsverteilung zu ziehen, so daß nach wie vor ein großer Entwicklungsbedarf im Bereich der Planheitsmeßsysteme besteht. [Neus86]

2.3.1 Meßrollen

Die am weitest verbreiteten Meßsysteme zur Aufnahme von Planheitsdaten sind die auch als Stressometer [Asea85] bekannten Planheitsmeßrollen. Die Entwicklung der Stressometer-Planheitsmeßrolle, die durchaus als Meilenstein der Planheitsmeß- und Regeltechnik bezeichnet werden kann, geht bereits auf Forschungstätigkeiten des VDEh-Betriebsforschungsinstitut GmbH (BFI), Düsseldorf, und der schwedischen ASEA (Allmänna Svenska Elektriska Aktiebolaget, heute ABB Asea Brown Boveri Ltd.) in den 70er Jahren zurück. Seit den frühen 80er Jahren befinden sich Planheitsmeßrollen im industriellen Produktionseinsatz, wobei sie seitdem zahlreiche technische Besserungen und Weiterentwicklungen erfahren haben.

Planheitsmeßrollen werden als Bandumlenkrollen eingesetzt, oder sie substituieren vorhandene Umlenkrollen, wobei durch ein über die Meßrolle umgelenktes, unter Zug stehendes Stahlband auf der planen Rollenoberfläche im Auflagebereich des

Bandes Reaktionskräfte entstehen, die den örtlichen Bandzugspannungen proportional sind und die mit Hilfe von in der Meßrolle integrierten Kraftaufnehmern gemessen werden.

Aus den über die Bandbreite aufgenommenen Reaktions- bzw. Radialkräften lassen sich daher die örtlichen Zugspannungen im Band berechnen, die nach dem Hooke'schen Gesetz wiederum proportional zur Verteilung der relativen Dehnungen $\Delta L/L$ über die Bandbreite sind und somit ein direktes Maß für die Planheit des Bandes darstellen:

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{\Delta \sigma}{E} = \Delta \varepsilon \quad (2.2)$$

Nach diesem Prinzip arbeiten sämtliche Stressometer-Planheitsmeßrollen, auch wenn die konstruktive Ausgestaltung der Meßrollen je nach Herstellersystem unterschiedlich sein kann. Das nachfolgende **Bild 2-8** zeigt den schematischen Aufbau einer typischen, mit Kraftsensoren (1) ausgestatteten Stressometer-Planheitsmeßrolle inklusive des die Meßrolle (2) umschlingenden, zugbehafteten Stahlbands (3). Die mit den Pfeilen symbolisierte ungleichmäßige Verteilung der Radialkräfte (4) und der Bandzugspannungen (5) über die Bandbreite läßt nach der Kategorisierung der Welligkeitsdefekte, **Bild 2-6**, auf den Planheitsfehlertyp „Lange Bandkante“ oder „Randwellen“ schließen. [Asea85; BeTN88; GaJu87; GiBa00; SiDH73]

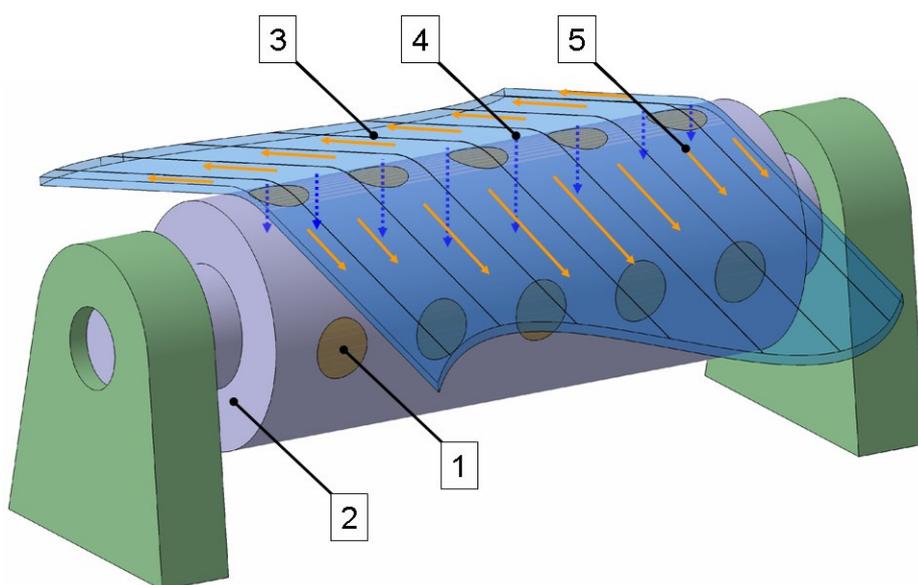


Bild 2-8: Stressometer-Planheitsmeßrolle, schematischer Aufbau, vgl. [GiBa00]

Die vom VDEh-Betriebsforschungsinstitut GmbH entwickelte und von den meisten namhaften Herstellern von Walzwerkseinrichtungen in Lizenz gebaute „BFI-Rolle“ verwendet zur Kraftmessung piezoelektrische Sensoren, die praktisch fugenlos in einzelne Bohrungen im massiven Rollenkörper eingelassen sind und die aufgebrachtten Kräfte mittels Quarzkristalle direkt in elektrische Ladungen umsetzen, die wiederum in druckproportionale Spannungen umgewandelt und digitalisiert werden, **Bild 2-9**.

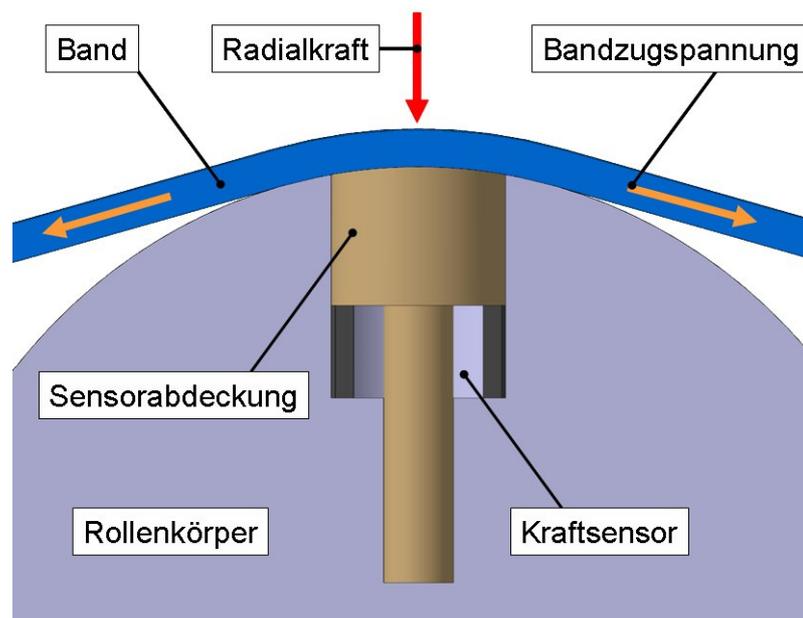


Bild 2-9: Schnitt durch eine BFI-Stressometerrolle mit piezoelektrischen Kraftsensoren, vgl. [Sund97]

Die aufgenommenen Meßwerte werden mit einem sogenannten „Drehübertrager“ über Infrarotlicht berührungslos von der rotierenden Meßrolle auf den statischen Teil der Planheitsmeßapparatur übertragen [Sund97], während bei vorherigen Meßrollengenerationen gerade die Datenübertragung per Schleifringeinheit ein Schwachpunkt des Systems darstellte.

Die neueste Generation dieser Planheitsmeßrollen verfügt über zwei bis sechs Bohrungen, welche axial entlang der Außenhaut der Rolle durchgehend oder als Sacklöcher zur Aufnahme von bis zu 24 Kraftsensoren pro Bohrung dienen. Die Meßgenauigkeit dieser Meßrollen beläuft sich auf 2 I-Units, wobei auch die Randbereiche gut erfaßt werden können.

Weltweit sind derzeit ca. 800 Stressometer-Planheitsmeßrollen vom Typ BFI in Walzwerksanlagen installiert, u.a. in der Tandem-Walzstraße der ThyssenKrupp Steel AG in Duisburg-Beeckerwerth [Sant03].

Das ebenfalls weit verbreitete Planheitsmeßsystem vom Typ ASEA-Stressometer kommt in seiner neuesten Generation unter der Bezeichnung ABB-Pressductor, z.B. bei der Wickeder Westfahlenstahl GmbH in einem CVC 6-HS Reversiergerüst, als Planheits- und Bandzugerfassungssystem zum Einsatz [FeKe01].

Ein weiteres Planheitsmeßsystem, das nach dem Stressometer-Prinzip arbeitet, ist die von der Firma UNGERER GmbH & Co, Pforzheim, entwickelte „Unplanheitsmeßrolle“, mit der Planheitsabweichungen von unter einer I-Unit detektiert werden können. Allerdings wurde dieses Meßsystem speziell für den Einsatz in Streck-Biege-Richtanlagen konzipiert, die sich als reine „Planheitsreparaturanlagen“ ohne Banddickenreduktion nur bedingt in die Thematik der Flachwalzprozesse eingliedern lassen [www001].

Neben den beiden gängigsten Planheitsmeßrollensystemen vom Typ BFI und ASEA-Stressometer verwenden andere Forschungsinstitute, Hersteller und Firmen im Ausland auch magnetoelastische Kraftsensoren, Luftdrucksensoren oder induktive Positionssensoren zur Bestimmung der Bandauslenkung bei konstanter Zugkraft. Die resultierenden Kräfte können von diesen ebenfalls aufgenommen und an Kraftmeßsensoren weitergeleitet werden. [Bart02; GiBa00; Mont83; MüGo07; Neus80; Neus86; Spoo94; Wort76]

Eine Grenze sämtlicher Stressometer-Planheitsmeßrollen ist die Beschränkung auf die Messung nicht abwickelbarer Formabweichungen. Abwickelbare Planheitsfehler können dagegen nicht erfaßt werden, da diese nicht auf einer ungleichmäßigen Dehnungs- und somit Spannungsverteilung über die Bandbreite beruhen [MüKP03]. Ein weiterer Nachteil der Stressometer-Systeme ist die Anwendungsbegrenzung auf Kaltwalzprozesse, da die Meßkörper in direktem Kontakt mit dem zu messenden Medium stehen, was bei den hohen Warmwalztemperaturen zum Ausfall der Meßgeräte innerhalb kürzester Zeit führen würde.

Um Planheitsmeßrollen auch in Warmwalzwerken anwenden zu können, ist es notwendig, die resultierenden Kräfte weiterzuleiten und somit den direkten Kontakt zwischen Meßgerät und dem unter hohen Temperaturen stehenden Warmband zu unterbinden. Anwendungen dieser Art existieren, wobei die Umlenkrollen nicht aus

einem geschlossenen Rollenkörper bestehen, sondern aus mehreren parallelen Einzelrollen, wie in dem nachfolgenden **Bild 2-10** schematisch dargestellt.

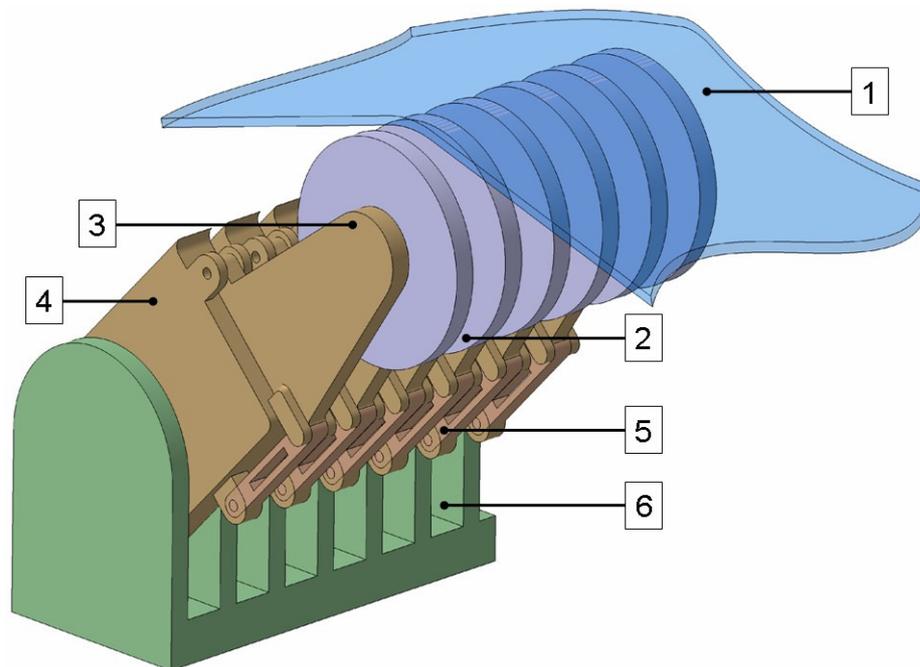


Bild 2-10: Segmentierter Shapemeter Looper, schematischer Aufbau, vgl. [GiBa00]

Die durch das unter Zug stehende Band (1) auf die einzelnen Rollensegmente (2) wirkenden Radialkräfte werden über einen Hebelmechanismus, bestehend aus einem oberen (3) und einem unteren Arm (4), an die Meßgeräte weitergeleitet (5). Der gesamte Meßaufbau wird über eine Arretierungseinheit (6) ortsfest installiert. Das „Shapemeter Looper“ genannte System kann sowohl in Warm- als auch in Kaltwalzanlagen angewandt werden. [Fabi85; GiBa00; Kelk86]

Die beschriebenen Stressometer- und Shapemeter-Looper-Meßsysteme sind lediglich zur Erfassung von Unplanheiten bzw. zur Planheitsmessung verwendbar. Die erfaßten Meßdaten werden in der Regel in den Steuerungskreislauf des folgenden oder vorangegangenen Walzgerüsts gespeist, um dieses optimal auszurichten.

Es existieren jedoch auch technische Ansätze, Planheitsmessung und -regelung in einem Aufbau zu kombinieren. Ein Beispiel hierfür ist das im nachfolgenden **Bild 2-11** dargestellte „Shape Actimeter“-System von United Engineering und International Rolling Mill Consultants [GiBa00].

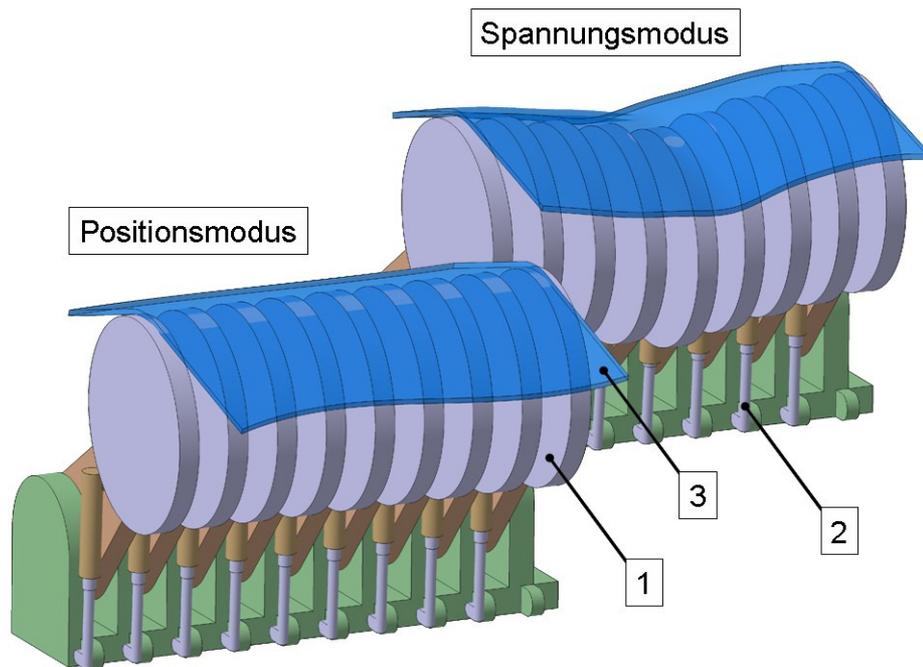


Bild 2-11: Shape Actimeter, schematischer Aufbau, vgl. [GiBa00]

Das Shape-Actimeter-System verfügt im Gegensatz zu den bisher genannten Meßrollentypen über einzeln ansteuerbare und hydraulisch heb- und senkbare Rollensegmente (1). Mit Hilfe dieses Aufbaus lassen sich neben der Messung von Unebenheiten diese auch kontrolliert beseitigen. Das System kann in zwei verschiedenen Prozeßmodi betrieben werden: dem Positionsmodus und dem Spannungsmodus. Im Spannungsmodus werden die Rollen über hydraulische Anstellungszyylinder (2) mit einer definierten, konstanten Kraft gegen das die Rollensegmente umschlingende Band (3) gedrückt. Aus dem Maß der einzelnen Rollenauslenkungen, die über einen Axialwegaufnehmer im Hydraulikzylinder gemessen werden, lassen sich die örtlichen Zugspannungen und somit die Planheit des Bandes berechnen. Im Positionsmodus werden die einzelnen Rollensegmente jeweils auf einer konstanten Referenzhöhe gehalten, während die über den jeweiligen Öldruck gemessene Kraft in den einzelnen Hydraulikzylindern in Abhängigkeit von der Bandform zu- oder abnimmt. Die Unplanheit kann nun anhand der Position und der entgegenwirkenden Kraft eines jeden Rollensegments berechnet und korrigiert werden. [GiBa00; Ginz87]

Eine kürzliche Referenz dieses Shapemeter-Prinzips wurde in einem Kaltwalzwerk der Firma DWA DUNAFERR - Voest Alpine in Ungarn installiert. Das alte System wurde durch ein modernes VANTAGE-System der Firma Siemens ersetzt, mit dem

trotz einer Toleranzvorgabe von 15 I-Units in der Regel Planheitswerte von 5 I-Units erreicht werden [DjFr05].

2.3.2 Berührungslose Meßsysteme

Neben dem in Flachwalzprozessen über Jahrzehnte dominierenden Einsatz von Planheitsmeßrollen hat in der jüngeren Zeit besonders die Entwicklung von berührungslosen Planheitsmeßsystemen große Fortschritte gemacht. Gerade auf dem Gebiet der optischen und der radiometrischen bzw. röntgenographischen Meßverfahren gibt es mittlerweile einige in der Praxis erprobte Systeme zur Erfassung von Planheitsfehlern.

Optische Meßsysteme

Optische Bandplanheitsmeßgeräte haben sich in den letzten Jahren besonders im Bereich des Warmwalzens etabliert. Die Sensoren basieren zumeist entweder auf dem Triangulationsprinzip oder dem Prinzip der Phasenverschiebung (phase-shift-method), wobei beide Methoden unter Verwendung von Licht im sichtbaren Bereich, d.h. mit Wellenlängen von 380 bis 780 Nanometer, arbeiten. [GiBa00]

Letztere Methode nutzt die Phasenverschiebung von Lichtwellen, welche durch minimale Höhenunterschiede auf der Bandoberfläche hervorgerufen werden. Von einer Lichtquelle aus wird das hierfür nötige Licht zum Teil linienförmig entlang der Walzrichtung, zum Teil aber auch als Gitter auf die Bandoberfläche projiziert und die Reflektion von einer (oder mehreren) CCD-Kameras aufgenommen. Die Grauwerte der eingehenden Lichtsignale werden dann als Sinusfunktionen an eine Rechneinheit weiter gesendet. Mit Hilfe der erwähnten Phasenverschiebung der Lichtwellen lassen sich Höhendifferenzen berechnen, welche wiederum Aufschluß über die Planheit der Bandoberfläche geben. Die Empfindlichkeit des Meßgerätes hängt direkt vom Abstand der projizierten Linien auf der Bandoberfläche zueinander ab. [www002]

Das Triangulationsprinzip nutzt die Winkelverschiebung von Licht, welches die gleiche Quelle hat, jedoch von unterschiedlich hohen Reflektoren gespiegelt wird. Anhand der Winkeldifferenz einer Referenzebene zur reellen Bandoberfläche lassen sich minimale Abweichungen in der Bandhöhe bestimmen, **Bild 2-12**.

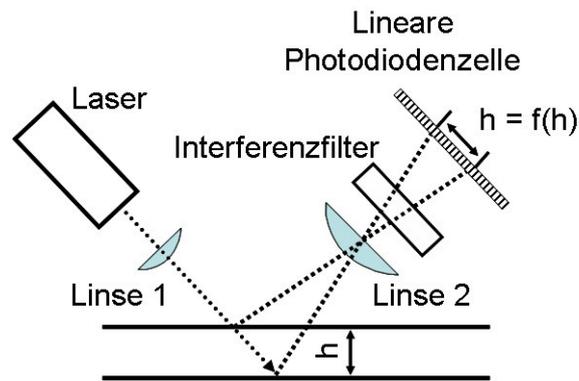


Bild 2-12: Funktionsweise des Triangulationsprinzips, vgl. [GiBa00]

Die Genauigkeit der nach dem Triangulationsprinzip oder der nach der Phasenverschiebung arbeitenden optischen Planheitsmeßsysteme liegt bei bis zu 3 I-Einheiten, wobei Oberflächenverschmutzungen und Staub in der Luft diese Meßergebnisse verfälschen können. [GiBa00; www002]

Die nachfolgenden Beispiele geben Aufschluß über Praxiseinsätze einiger bewährter optischer Planheitsmeßsysteme:

Das von der IMS Meßsysteme GmbH, Heiligenhaus, vertriebene Profil- und Planheitsmeßsystem „TopPlan“ verfügt über einen Strahler (Projektor) sowie eine CCD-Kamera. Die Meßunsicherheit dieses Systems beträgt ca. 3 I-Units. Ein Anwendungsfall ist die Modernisierung der Warmwalzanlage der Salzgitter Flachstahl GmbH im Jahr 2004, wo zwei TopPlan Meßsysteme eingebaut und in Betrieb genommen wurden. [BöAn04; www003]

Das Unplanheitsmeßsystem „FLAT“ der Firma UNGERER GmbH & Co arbeitet mit einem Kamerasystem mit Laserbeleuchtung. Hierbei werden Linien entlang der Laufrichtung auf das Band projiziert, welche durch Höhenunterschiede im Kamerabild verzogen erscheinen. Die berechneten Längenunterschiede der einzelnen Fasern geben dann Aufschluß über die Unplanheit. Wie schon die in **Kapitel 2.3.1** vorgestellte UNGERER-Unplanheitsmeßrolle, ist auch dieses Meßsystem speziell für den Einsatz in Streck-Biege-Richtanlagen konzipiert und somit auf recht geringe Bandgeschwindigkeiten von max. 300 m/min beschränkt. [BöAn04; www001]

Ein weiteres Planheitsmeßsystem, welches mit Hilfe des Triangulationsprinzips arbeitet, ist ein von der LAP GmbH Laser Applikationen, Lüneburg, vertriebenes Lasersystem [LAP08]. Es kann sowohl zur Planheitsmessung als auch zur Dickenmessung von Bändern eingesetzt werden. Um die Dicke zu messen, ist ein weiterer Strahler

und Empfänger auf der Bandunterseite notwendig. Ein Vorteil des Systems ist die sehr kompakte Bauweise, welche verschiedenste Messungen mit einem Gerät durchführen kann (Planheit, Dicke, Breite, Kantenkontur, Länge etc.), sowie der Einsatz von regulärem weißen Licht, was den Verzicht auf entsprechende Schutzmaßnahmen ermöglicht. Eingesetzt wird dieses System bei der Shanghai Baosteel Group, Shanghai, China, sowie der Ilsenburger Grobblech GmbH [Holz06].

Trotz vieler Vorzüge, wie der recht exakten örtlichen Bestimmung von Bandunplanheiten, der Möglichkeit, dieses Meßverfahren direkt in den Produktionsregelkreis einzubinden, der sehr kurzen Einregelstrecke, dem systembedingt geringen Verschleiß sowie der durch praktische Anwendungen gewonnenen Erkenntnisse und Anwendungssicherheit, lassen sich mit optischen Meßverfahren im Gegensatz zu den im **Kapitel 2.3.1** beschriebenen Planheitsmeßrollen keine Rückschlüsse auf die Zugspannungsverteilung im Band und somit auf die eigentliche Hauptursache für Planheitsfehler ziehen. Statt dessen ist es nur möglich, solche Längenunterschiede zu erfassen, welche bei elastischer Dehnung noch sichtbar sind. Somit sind diese Meßverfahren nur bei geringen Bandzügen anwendbar, in der Regel nach Abschluß des Walzprozesses oder zumindest hinter dem letzten Walzgerüst bei geringen Haspelzügen. Die Anwendungsmöglichkeiten in Kaltwalzprozessen bleiben u.a. aus diesem Grund sehr begrenzt, wobei sich auch die Empfindlichkeit der optischen Meßsysteme gegenüber Oberflächenverschmutzungen, wie z.B. durch Walzemulsion, negativ bemerkbar macht. Unabhängig davon erzeugt der Einsatz optischer Meßsysteme recht hohe Investitionskosten. [GiBa00; Neus86]

Radiometrische Meßsysteme

Radiometrische Meßsysteme sind mit den vorab beschriebenen optischen Systemen verwandt, wobei in der Radiometrie jedoch die Strahlungsintensitäten elektromagnetischer Strahlen gemessen werden. Die Radiometrie mißt dabei die Bereiche ultravioletter und infraroter Strahlung sowie der Gammastrahlung. Im letzten Fall spricht man auch von röntgenographischen Meßverfahren.

Radiometrische bzw. röntgenographische Meßsysteme werden bei Walzprozessen standardmäßig zur Messung von Banddicken eingesetzt. Je nach Anzahl der über die Bandbreite verteilten Röntgenstrahlern kann mit Hilfe von solchen Banddickenmeßsystemen auch eine sehr genaue Erfassung des Banddickenquerprofils erfolgen.

Ein röntgenographisches Meßsystem, das neben der Erfassung von Banddicken, -breiten und -profilen sowie Positionsabweichungen auch zur Detektierung von Planheitsfehler geeignet ist, wird von der Firma Thermo Electron GmbH, Erlangen, vertrieben. Das Meßsystem besteht aus zwei Hochenergie-Röntgenstrahlern (Transmitter) oberhalb des durchlaufenden Bandes und einem durchgängigen Empfänger (Receiver) unterhalb des Bandes, welcher aus 512 Einzelelektroden besteht. Die verwendeten Komponenten sind in einem C-förmigen Gehäuse untergebracht. Die Transmitter durchleuchten das Band abwechselnd unter Verwendung eines sogenannten „Tungsten-Shutters“ zur Regelung der Impulse. Die Zeitintervalle pro Belichtung betragen 5 ms. Trifft ein Strahl auf eine Planheitsabweichung, braucht dieser mehr bzw. weniger Zeit, um auf den Receiver zu treffen. Da beide Strahler aus unterschiedlichen Winkeln das Band belichten, führt dies zu einer Differenz, aus welcher sich Planheitsunterschiede bzw. minimale Höhenunterschiede berechnen lassen. Weiterhin können aus den gewonnenen Daten Breite und Bandlage bzw. Winkelabweichungen zur Normalen bestimmt werden. Die Datenverarbeitung wird online von einem Digital-Signal-Prozessor durchgeführt, wodurch eine ständige Planheitskontrolle möglich ist.

Wie schon die optischen Planheitsmeßverfahren, können auch die röntgenographischen/radiometrischen Meßsysteme Planheitsfehler nur bei geringen Bandzügen effektiv erfassen. Werden sie bei höheren Bandzügen betrieben, beschränken sich Ihre Planheitserfassungsmöglichkeiten auf das Messen von Banddickenprofilen und das Detektieren von Bandsäbeln infolge einer Keilform des Bandes. [BöAn04; FeKe01; GrKo06; JaKe05; www004]

Weitere berührungslöse Meßsysteme

Ein relativ neuartiges Verfahren zur Bestimmung von Bandunplanheiten ist das von der Siemens AG, München, entwickelte Planheitsmeßsystem „SI-FLAT“ [SpPD03; www005]. Das Meßprinzip basiert auf der periodischen Auslenkung des Bandes und der Messung der Auslenkamplituden über der Bandbreite, anhand derer die Zugspannungsverteilung im Band ermittelt werden kann. Neu an diesem Verfahren ist, daß die Bandauslenkung mit Druckluft anstelle von Elektromagnetismus erfolgt. Letzteres wird schon seit längerem angewandt, ist jedoch auf den Einsatz bei ferromagnetischen Werkstoffen beschränkt. Bei dem „SI-FLAT“-Meßsystem, das im nachfol-

systeme vom Typ SI-Flat befinden sich seit dem Jahr 2000 im industriellen Einsatz, u.a. im Kaltwalzwerk von ThyssenKrupp VDM in Werdohl. [Neus86; SpPD03]

Ein weiteres Planheitsmeßverfahren, das das Spektrum der berührungslosen Meßsysteme abrundet, ist ein in Großbritannien, den USA und der ehemaligen Sowjetunion bereits in den 70er Jahren entwickeltes Verfahren, das zur Bestimmung der Bandunplanheit die magnetische Permeabilität von ferromagnetischen Werkstoffen nutzt. Hierbei wird die Veränderung der magnetischen Permeabilität unter Bandzugspannung gemessen, die aufgrund der mechanischen Beanspruchung des Materials variiert. Es ist jedoch zu beachten, daß magnetische Anisotropien innerhalb des Bandes die Meßwerte verfälschen können. [DaPo71; Neus86]

2.3.3 Geometrische Planheitsmessung

Die wohl exakteste Methode, Planheitsfehler im Band zu erfassen, besteht darin, das Band nach Abschluß sämtlicher Walzvorgänge im zuglosen, ausgerollten Zustand geometrisch zu vermessen. Dies hat den Vorteil, daß außer der Gravitation keinerlei störenden Kräfte auf das Band wirken. Somit ist es möglich, den absoluten Planheitszustand mit Hilfe der nachfolgenden Gleichung in I-Units zu berechnen [GiBa00; Sant03]:

$$I_E = \left(k \cdot \frac{H_{\max}}{L}\right)^2 \cdot 10^5 \quad (2.3)$$

Die geometrische Erfassung von Planheitsdefekten ist im industriellen Produktionsablauf jedoch unpraktikabel. Zum einem ist die Messung zu langwierig und bedarf zudem relativ viel Bauraum, außerdem sind die gewonnenen Meßdaten nicht „online“, d.h. während des Walzprozesses abrufbar und stehen somit für eine unmittelbare Planheitskorrektur nicht zur Verfügung.

Ein sinnvolles Einsatzgebiet der geometrischen Erfassung von Unplanheiten ist dagegen die Überprüfung der vorab beschriebenen Online-Meßsysteme auf Ihre Meßgenauigkeit. Dies ist speziell beim Vergleich verschiedener Meßverfahren und in der Einfahrphase eines neu installierten Meßsystems wichtig. Weiterhin ist die geometrische Planheitsmessung zur abschließenden Qualitätsbestimmung von gewalzten Bändern notwendig, da die Planheit eines Bandes nur im ausgerollten, spannungslosen Zustand absolut verläßlich bewertet werden kann. [DIN 10131; DIN 10202]

2.4 Planheitsregelstrategien

Die Regelung der Bandplanheit beim Flachwalzen beinhaltet neben den vorab beschriebenen Meßaggregaten auch Steuerungssysteme, welche in der Lage sind, Bandunplanheiten zu beheben bzw. erst gar nicht zustande kommen zu lassen. Anhand der von den Meßgeräten erfaßten (Un-)Planheits-Ist-Werten werden mit Hilfe von komplexen Rechenvorgängen die für die Planheitssteuerung notwendigen Stellgrößen zur Behebung der Unplanheit ermittelt.

2.4.1 Verfahren zur Planheitssteuerung

Planheitssteuerungssysteme basieren zumeist auf der variablen Einstellung des Walzspaltes, da Planheitsfehler in der Regel auf Walzspaltfehler zurückzuführen sind. Die in der Praxis am häufigsten angewandten Stellgrößen zur Veränderung der Walzspaltform sind das Biegen und Schwenken der Arbeitswalzen, da hierfür nur sehr kurze Stellzeiten (in der Regel nur wenige Sekunden) benötigt werden, was somit eine sofortige Einflußnahme auf die Bandplanheit ermöglicht.

Während das Schwenken der oberen Arbeits- und Stützwalzen zur Unterbindung von keilförmigen Banddickenprofilen genutzt wird, dient die Biegung der Arbeitswalzen in erster Linie zur Behebung von Welligkeitsdefekten. Hierbei ist es Stand der Technik, daß die Arbeitswalzen sowohl in positive, als auch in negative Richtung zur Bandnormalen gebogen werden können, wodurch diese Stellgröße als primäres Steuerungsinstrument zur Behebung eines Großteils der auftretenden Planheitsfehler fungiert. Die Walzenbiegung erfolgt dabei über eine auf die Walzenzapfen wirkende hydraulische Krafteinleitung, die in modernen Walzgerüsten häufig durch die mittlerweile weit verbreitete CVC- (**C**ontinuous **V**ariable **C**rown) oder UC (**U**niversal **C**rown-control)-Walzentechnik ergänzt wird.

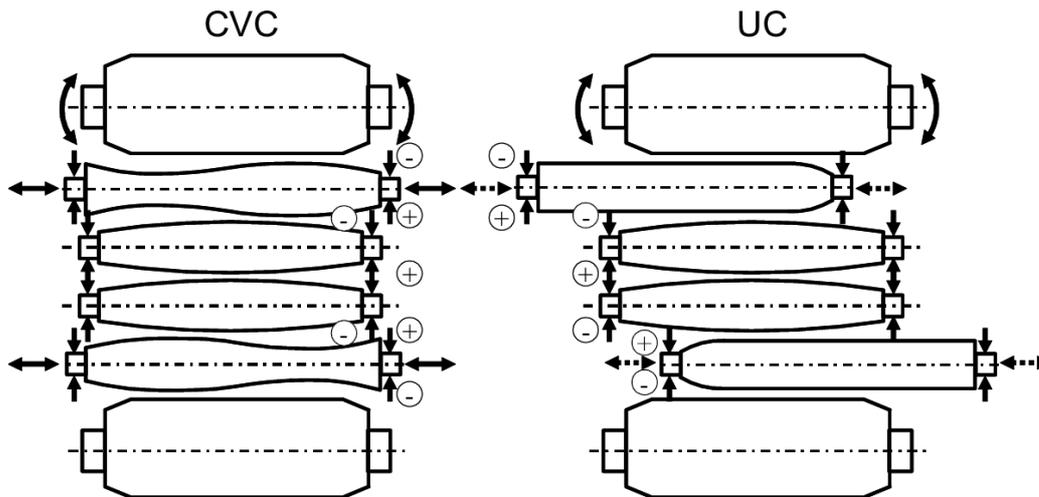


Bild 2-14: CVC- und UC-Walzgerüst, schematische Darstellung [Sant03]

Der Hauptunterschied zwischen den beiden in **Bild 2-14** am Beispiel eines Sexto-Walzgerüsts schematisch dargestellten Systemen sind die Zwischenwalzen. Während diese beim CVC-Walzensystem ein S-förmiges Profil aufweisen, sind sie beim UC-Walzensystem zylindrisch geformt, mit an einem Ende abgeschliffenen Kanten. Die Veränderung der Kontaktfläche zwischen Arbeits- und Zwischenwalze durch deren Horizontalverschiebung in Verbindung mit der Verjüngung der Zwischenwalzenenden bietet die weitere Möglichkeit, die Durchbiegung der Arbeitswalzen zu unterdrücken oder zu fördern. Die Verschiebung der Zwischenwalzen ist sowohl beim CVC- als auch beim UC-Walzensystem üblich, nimmt jedoch einen höheren Stellenwert beim CVC-Walzen ein. Da das Biegen der Arbeitswalzen schneller auf die Walzspaltform einwirkt als die Verschiebung der Zwischenwalzen, wird diese bei beiden Systemen nur zur Unterstützung der Arbeitswalzenbiegung eingesetzt. [FeKe01; GiBa00; Sant03]

Während die oben beschriebenen Verfahren durchweg kraft- bzw. weggesteuert sind, ist hingegen die thermische Walzenbombierung ein Verfahren, welches sich die gezielte Ausdehnung der Walzen aufgrund von lokaler Temperaturzunahmen zunutze macht. Hierfür wird das Kühlsystem der Arbeitswalzen segmentiert und an den gewünschten Stellen (in der Regel mittig) zurückgefahren. Aufgrund der thermischen Ausdehnung des Walzendurchmessers im Bereich der reduzierten Kühlung entsteht somit eine regulierbare Bombierung.

Vergleichbar hiermit ist das so genannte Hot-Edge-Spray-System [FiGr00]. Bei diesem Verfahren werden die Bandkanten lokal erhitzt, was wiederum zu deren Ausdehnung führt. Spezielle Planheitsfehler in Kantennähe können somit behoben werden. [GiBa00; HaHo00; MüKP03; RUOF00]

Ein Nachteil von thermischen Bombierungssystemen ist der Umstand, daß sie sehr lange Einstellzeiten benötigen und daher Planheitsfehler nicht unmittelbar nach deren Detektion beheben können. Die Stellzeiten für thermische Bombierungen belaufen sich dabei oftmals auf die Durchlaufzeit mehrerer Bandcoils. Thermische Walzenbombierungen werden daher in der Regel zur temporären Bombierungsadaption auf bestimmte Walzlose ohne zwischenzeitlichen Arbeitswalzenwechsel verwendet.

Ein wesentlich schnelleres Verfahren zur Walzenbombierung ist die Veränderung des Walzeninnendrucks mittels Hydraulik [Bart86; LeGü86]. Im Gegensatz zur thermischen Bombierung ist diese Methode jedoch technisch aufwendig und findet in der Praxis wenig Anwendung.

Weitere Möglichkeiten, mit schnellen Stellzeiten flexible Bombierungseffekte zu erzielen, sind die horizontale Verschränkung der Arbeitswalzen gegeneinander oder die Axialverschiebung vorbombierter Arbeitswalzen.

Neben den vorgestellten Verfahren ist aber die häufigste Anwendungsform der Walzenbombierung die mechanische Bearbeitung der Walzenoberfläche durch den Walzenschliff. Da diese Art der Walzenbombierung für die Dauer des Walzeneinsatzes nicht mehr veränderbar ist, wird sie in der Regel aufgrund von Erfahrungswerten gezielt auf die Verarbeitung ganzer Walzlose eingestellt.

Hauptzweck der Walzenbombierungsverfahren, deren Anwendung sich für gewöhnlich auf die Arbeitswalzen beschränkt, ist die Egalisierung der konvexen Walzspaltform aufgrund der Walzen- und Gerüstaufbiegung infolge des zur Walzgerüstmittle ansteigenden Biegemoments, die maßgeblich durch die Walzkraft und die Bandbreite beeinflusst wird. Demselben Zweck dient die Wahl von großen Stützwalzendurchmessern zur Erhöhung der Biegesteifigkeit. [FeKe01; GiBa00; GRKO06; Kern99; PaRa00; Sant03]

Sämtliche vorgestellten Verfahren zielen auf eine kontrollierte Beeinflussung der Bandlängenverteilung über die Bandbreite mittels Justierung der Walzenauflagefläche bzw. der Walzspaltform ab und sind somit zur Behebung von nicht abwickelbaren Bandplanheitsfehlern geeignet. In der nachfolgenden Übersicht sind diese in der

Praxis gängigsten Steuermöglichkeiten zur Behebung von Planheitsfehlern zusammengefaßt und schematisch dargestellt, **Bild 2-15**.

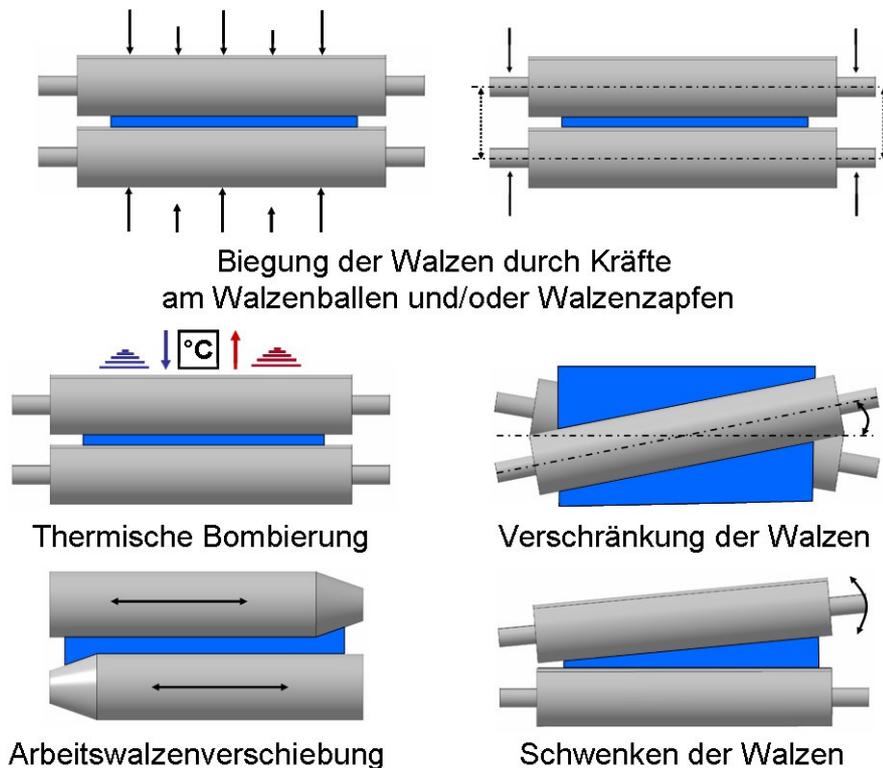


Bild 2-15: Gebräuchliche Steuermöglichkeiten der Planheit, vgl. [Neus86]

Entsprechend der verwendeten Stellgrößen lassen sich die vorab genannten Verfahren wie folgt kategorisieren [PaRa00] [Neus86]:

Beeinflussung der Walzbiegeline

- Arbeitswalzenbiegung
- Stützwalzenbiegung
- Ballenkorrektur

Bombierung der Walzen

- Vor dem Walzen:
 - ⇒ Bombierung durch Walzenschliff
- Während des Walzens:
 - ⇒ Thermische Bombierung
 - ⇒ Hydraulische Bombierung
 - ⇒ Verschiebbare Walzensysteme (primär CVC-Walzen)
 - ⇒ Walzenverschränkung

Durch die gezielte Kombination verschiedener Stellglieder kann auch einer Vielzahl der aus überlagerten Einzelfehlern bestehende Planheitsgesamtfehler entgegen gewirkt werden. Am Beispiel eines aus überlagerten Mitten- und Randwellen bestehenden Planheitsdefekts ist ein entsprechendes Zusammenspiel von axialer Verschiebung konisch geschliffener Arbeitswalzen mit einer negativen Walzenbiegung in **Bild 2-16** schematisch dargestellt. Bei einem alleinigen Einsatz der negativen Walzenbiegung würde zwar dem Defekt der Mittenwellen entgegengetreten, allerdings bei gleichzeitiger Verstärkung der Randwellenbildung. Diesem Effekt kann nun durch das zusätzlich axiale Verschieben der Konuswalzen entgegen gewirkt werden. Ein wiederum störender Einfluß auf den Bandmittenbereich bleibt dabei nahezu aus. [Neus86]

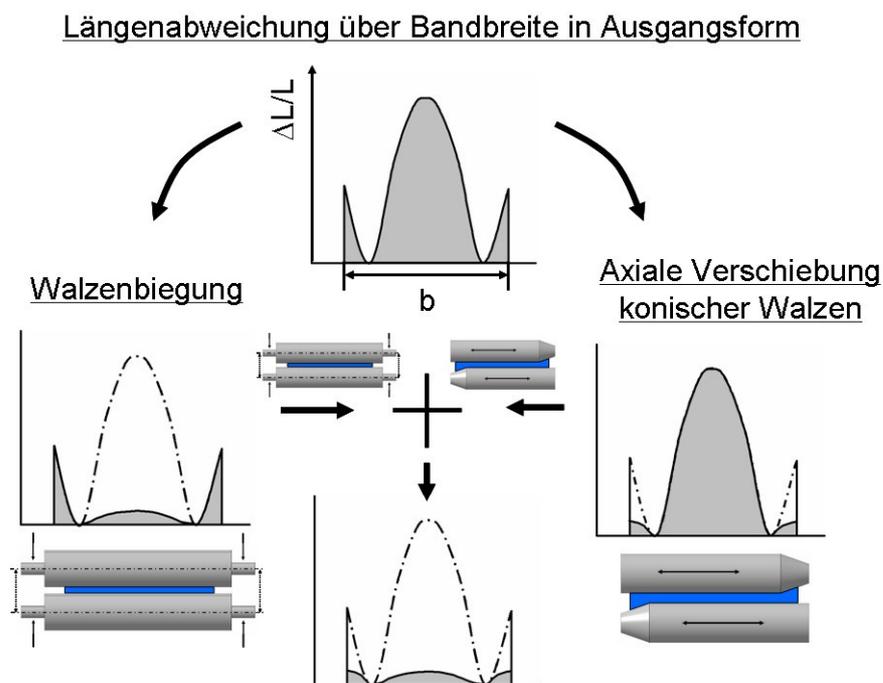


Bild 2-16: Wirkung verschiedener Stellglieder auf einen überlagerten Planheitsfehler, vgl. [Neus86]

Während die vorgestellten Methoden zur Behebung von Planheitsfehlern primär auf den Einsatz während des Walzprozesses ausgelegt sind, gibt es mit dem Verfahren des Streck-Biege-Richtens ein weiteres Planheitssteuerungssystem, das erst nach Abschluß des Walzprozesses zur Anwendung kommt und der Korrektur bzw. Reparatur von fertig gewalztem und mit Planheitsfehlern behaftetem Kaltband dient. Wenn auch bei sehr geringen Bandgeschwindigkeiten, können in Streck-Biege-Richt-

maschinen sowohl nicht abwickelbare Planheitsdefekte als auch die abwickelbaren Fehlertypen korrigiert werden. [www001]

Ein zweites, dem Kaltwalzen nachgelagertes Verfahren zur Durchführung von Planheitskorrekturen, ist das Recken des Bandes, mit dem sich grobe Planheitsfehler durch eine über die gesamte Bandbreite gleichmäßige Überdehnung des Bandes bedingt ausgleichen lassen. Da es dabei jedoch zu nachhaltigen Schädigungen des Bandgefüges kommt, wird der Reckprozeß, wenn überhaupt, nur zur „Reparatur“ von Bändern sehr schlechter Qualität angewandt, um diese zumindest als Minderqualitäten noch verwerten zu können. [ChKa99]

2.4.2 Regelung der Bandplanheit

Moderne Walzanlagen sind in der Lage, Planheitsdefizite bei bzw. direkt nach der Entstehung zu erfassen, zu analysieren und die erforderlichen Gegenmaßnahmen innerhalb kürzester Zeit zu bestimmen und durchzuführen. Das dafür notwendige Zusammenspiel von Planheitsmessung und Planheitssteuerung wird über komplexe, rechnergestützte Regelkonzepte koordiniert. Hierbei werden die durch die Planheitsmeßsysteme gewonnenen Planheitsdaten mit den Band-Sollvorgaben abgeglichen und notwendige Korrekturmaßnahmen definiert, die wiederum über die Stellgrößen der Planheitssteuerungsmechanismen umgesetzt werden.

Um die nach Möglichkeit guten Planheitswerte nicht noch durch nachfolgende Walzstiche negativ zu beeinflussen, konzentriert sich die Regelung der Bandplanheit üblicherweise auf das letzte Walzgerüst einer Walzstraße, in dem daher für gewöhnlich auch die Hauptstellglieder der Planheitssteuerung untergebracht sind. Die Systeme zur Messung der Bandplanheit werden sinnvollerweise hinter dem letzten auf die Planheit Einfluß nehmenden Walzgerüst positioniert, wodurch sie die jeweiligen Ist-Planheitswerte nach Abschluß des Walzprozesses und eventueller planheitskorrigierender Maßnahmen erfassen können. Die erfaßten Planheitsabweichungen können somit zwar für den betroffenen Bandabschnitt nicht mehr durch den Walzprozeß korrigiert werden, sie liefern aber die notwendigen Daten, um für die nachfolgenden Bandmengen die geeigneten Gegenmaßnahmen über die Planheitssteuerung zu ergreifen. Aufgrund der sehr kurzen Stellzeiten der Planheitsregelung sind die fehlerhaften Bandsektionen örtlich begrenzt und werden zudem in einem für jedes gewalzte Band erstellten Planheitsprotokoll positionsgenau markiert.

Nach der Analyse der durch die Planheitsmeßsysteme gelieferten Planheitsdaten müssen bei der dann durchzuführenden Stellgrößenberechnung verschiedene zusätzliche Faktoren einkalkuliert werden. Neben der spezifischen Metallurgie verschiedener Walzgüten sind dies u.a. nicht lineare Einflüsse der verschiedenen Stellglieder aufeinander, die unterschiedlichen Stellzeiten und Grenzen der einzelnen Stellglieder sowie Störgrößen durch den Walzprozeß, wie z.B. dynamische Lastwechsel, Geschwindigkeitsänderungen und Temperaturänderungen. Weiterhin fällt dem letzten Walzgerüst neben der Planheitskorrektur auch die Aufgabe einer finalen Banddickenreduzierung zu, was bei der Einflußnahme auf die Walzenbiegeline durch die Stellgrößen berücksichtigt werden muß.

Im nachfolgenden **Bild 2-17** ist eine typische Planheitsregelung am Beispiel eines Quarto-Gerüsts schematisch dargestellt.

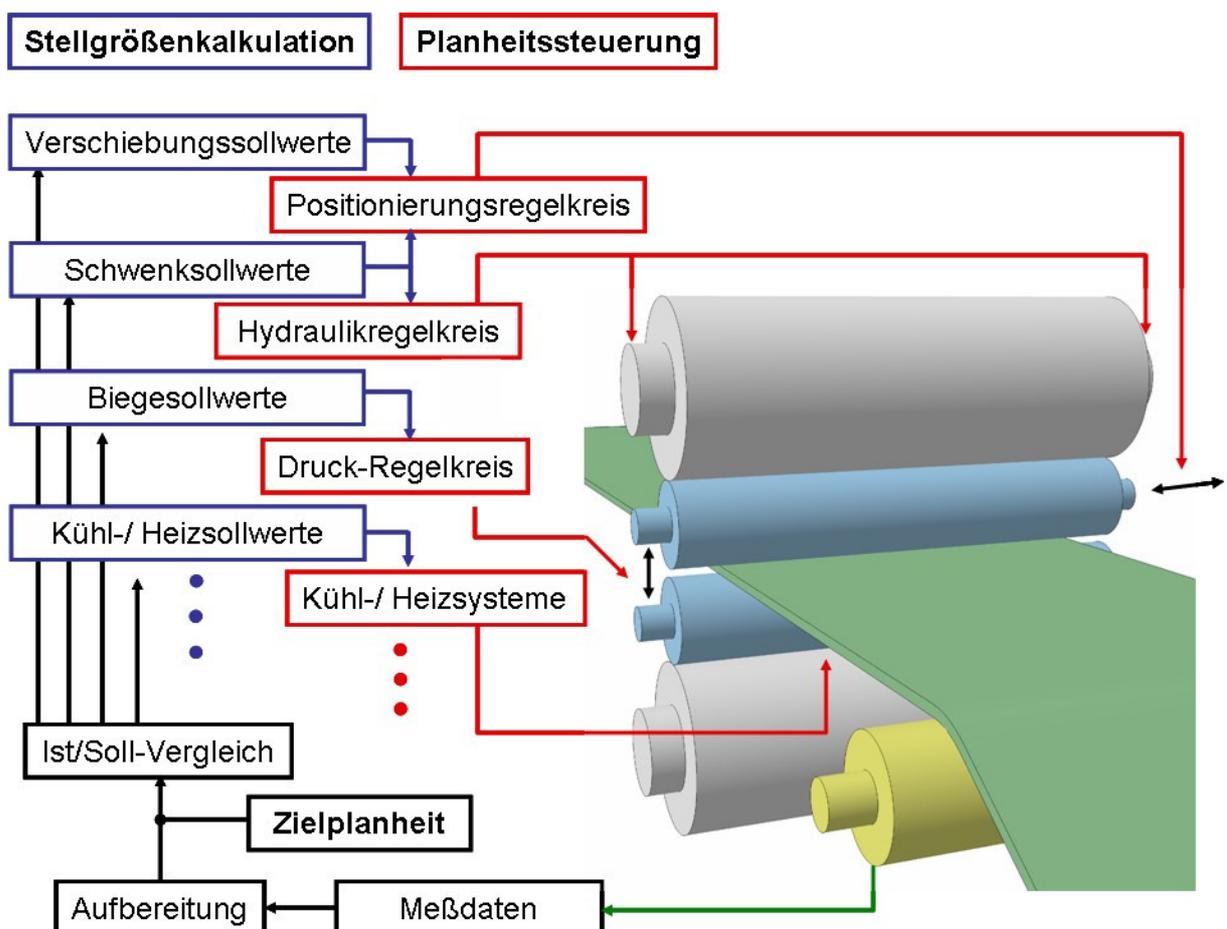


Bild 2-17: Planheitsregelkreis, schematische Darstellung, vgl. [Neus86]

Bei dem Planheitsmeßsystem handelt es sich in diesem Fall um eine Stressometerrolle, die typischerweise anstelle einer Umlenkrolle vor dem Aufhaspel positioniert wird. Die von ihr gelieferten Meßwerte werden als Planheitsdaten aufgearbeitet und mit den Band-Sollwerten bzw. der Zielplanheit abgeglichen. Bei der daraus resultierenden Stellgrößenkalkulation werden für die verschiedenen Stellgrößen, wie z.B. Verschiebung- und Biegung der Arbeitswalzen, Schwenken der Stützwalzen sowie thermische Walzenbombierung, Sollwerte ermittelt, in deren Abhängigkeit auf die jeweiligen Planheitssteuerungsmechanismen bzw. deren Regelkreise Einfluß genommen wird. Die infolge dieser Maßnahmen (positiv) beeinflussten Bandplanheitswerte werden wiederum durch die Meßrolle erfaßt und in einer neuen Regelschleife zur weiteren Planheitsoptimierung, wie oben beschrieben, verwendet.

In modernen Walzanlagen werden die Planheitsregelkreisläufe unter Berücksichtigungen der verschiedenen Vorgaben und Einflüsse in spezifische Planheitsregelstrategien mit eigenen Rechnermodellen eingebettet, die dem Potential des jeweils eingesetzten Planheitsmeßsystems und den vorhandenen Planheitssteuerungsmechanismen Rechnung tragen. Die dafür notwendigen eigenen Rechnersysteme liefern weiterhin in der Regel eine „Online-Visualisierung“ der Planheitsdaten sowie deren Archivierung in einem Langzeitspeicher, wodurch eine Kontrolle und Beurteilung sowie eine statistische Auswertung der erzielten Bandplanheiten ermöglicht wird. [AnSu05; Neus86; PaRa00; Sund97]

2.5 Bewertung des Technikstandes

Aufgrund des erheblichen Einflusses der beim Walzprozeß erreichten Bandplanheit auf die nachfolgenden Verarbeitungsschritte und Folgeprodukte stellt diese einen bedeutenden Faktor für die Wirtschaftlichkeit der gesamten Produktionskette dar [www006]. Große Forschungsanstrengungen auf dem Gebiet der Planheitsmeß- und -Regeltechnik haben in den letzten Jahrzehnten dieser Tatsache Rechnung getragen. Dabei sind gerade bei der Entwicklung neuer Systeme zur Planheitsmessung auch in der jüngeren Zeit noch große Fortschritte zu verzeichnen. Neben anhaltenden Bemühungen zur Optimierung der bewährten Planheitsmeßrollensysteme eröffnet der Einsatz verschiedener berührungsloser Planheitsmeßverfahren neue Möglichkeiten bei der Erfassung von Planheitsdefekten.

Trotz des mittlerweile erreichten hochtechnologischen Entwicklungsstandes bei der qualitativen und quantitativen Erfassung von Planheitsfehlern ist nicht auszuschließen, daß selbst plangewalzte Bänder bei der späteren Weiterverarbeitung zum Teil erhebliche Planheitsdefekte aufweisen können. Dies ist u.a. darauf zurückzuführen, daß dem Walzvorgang nachgeschaltete Wickelprozesse, Bandumlenkungen und Temperaturänderungen weiteren Einfluß auf die Ebenheit des Bandes nehmen können. Gerade eine ungleichmäßige Temperaturverteilung über die Bandbreite, z.B. verursacht durch eine thermische Walzenbombierung, kann dazu führen, daß das Band beim Verlassen des letzten Walzgerüsts eine gleichmäßige Zugspannungsverteilung aufweist und daher von einem Planheitsmeßsystem als plan klassifiziert wird, aber erst durch die Abkühlung des Bandes und die Egalisierung der ungleichmäßigen thermischen Dehnungen starke Spannungsdivergenzen bzw. Planheitsfehler auftreten, die somit im entsprechenden Bandplanheitsprotokoll nicht erfaßt sind. [MüKP03; Sant03]

Eine Ausstattung der dem Walzprozeß nachfolgenden Prozeßlinien mit eigenen Meßgeräten zur Erfassung der Planheit der zu verarbeitenden Bänder macht somit aus technischer Sicht durchaus Sinn. Eine Möglichkeit, diesen Zweck auch wirtschaftlich rechtfertigen zu können, besteht in der Entwicklung eines kostengünstigen Planheitsmeßsystems, das in der Lage ist, Planheitsfehler in ausreichendem Umfang verläßlich zu detektieren und somit ein rechtzeitiges Abbinden des betroffenen Bandes von der laufenden Produktion zu ermöglichen.

3 ENTWICKLUNG EINES ANALYTISCHEN MODELLANSATZES

Die Entwicklung neuer Strategien zur Messung und Regelung der Bandplanheit beim Flachwalzen, auf deren Basis sich kostengünstige Alternativsysteme zur Planheitsmessung herleiten und konstruieren lassen, setzt die Schaffung geeigneter Grundlagen voraus, welche sich sowohl auf die eigentliche Meßtechnik, als auch auf die zur Auswertung und Interpretation der Meßwerte notwendigen Rechenmodelle beziehen können.

Während sich der Trend bei der Meßtechnik zu immer hochtechnologischeren und kostenintensiveren Systemen hin entwickelt, ermöglicht der Einsatz von Rechenmodellen zur Prozeßsimulation die Definition gezielter und damit effektiver Ansatzpunkte für die praktische Verfahrensauslegung. Einen wichtigen Beitrag liefern hierbei seit längerem die technisch anerkannten Lösungsverfahren der Plastomechanik, mit deren Hilfe sich unter Annahme idealisierter Umformbedingungen qualifizierte Tendenzaussagen in Bezug auf die Wirkung einzelner Umformparameter tätigen lassen. [KoWi98; Paw00]

So können z.B. mit der Finite-Elemente-Methode (FEM), als eines der numerischen Lösungsverfahren der Plastomechanik, sehr hohe Abbildungsgrade bei der Planheitsberechnung erreicht werden, allerdings mit dem Nachteil, daß die Ergebnisse der FEM-Berechnungen aufgrund der Verarbeitung von sehr großen Datenmengen nicht unmittelbar zur Verfügung stehen. Daher ist dieses Verfahren trotz seines Potentials auf dem Gebiet der Planheitssimulation für die beim eigentlichen Walzprozeß geforderte „Online“-Planheitsmessung nicht geeignet, so daß sich im Stand der Technik auch keine Beispiele für einen industriellen Produktionseinsatz finden. [Schw91; Zien84]

Ein weiteres plastomechanisches Verfahren zur Beschreibung von umformtechnischen Prozessen ist die elementare Plastizitätstheorie, die sich besonders gut für die Simulation integraler Zielgrößen, wie z.B. Walzkräfte und -momente, eignet. Der Vorteil dieses analytischen Verfahrens gegenüber der Finite-Elemente-Methode besteht darin, daß es mathematisch sehr leicht zu behandeln ist und somit die Berechnungsergebnisse schnell verfügbar sind. Für die Betrachtung von Planheitsfehlern ist dieses Verfahren aber aufgrund der vereinfachten Annahme eines homogenen Formänderungszustandes nicht anwendbar. [KoWi98; LiMa67; Lipp81; SteKo08]

3.1 Grundlagen des Modellansatzes

Aus einer assoziierenden Bewertung der plastomechanischen Lösungsverfahren lassen sich für die Entwicklung einer neuen Strategie zur prozeßnahen Messung und Regelung der Bandplanheit folgende initiative Rückschlüsse ziehen:

Aufgrund der im Produktionsprozeß gegebenen Notwendigkeit einer unmittelbaren Verfügbarkeit der Planheitsberechnungsergebnisse sollte einem datenintensiven numerischen Verfahren ein analytischer Modellansatz als Basis für die Strategieentwicklung vorgezogen werden, dessen zu hinterlegender Rechenalgorithmus einem möglichst geringen mathematischen Aufwand Rechnung zu tragen hat. Weiterhin zeigt sich anhand der plastomechanischen Lösungsverfahren, daß die Annahme eingeschränkter und vereinfachter Rahmenbedingungen einer qualifizierten Abbildung umformspezifischer Prozeßparameter nicht im Wege steht, solange die idealisierten Konditionen einer Betrachtung der zu untersuchenden Prozeßparameter nicht grundsätzlich zuwiderlaufen bzw. diese unmöglich machen.

Ein wesentlicher Parameter für die Entwicklung eines für die Messung und Regelung der Bandplanheit ausgelegten Modellansatzes sind die zur Verfügung stehenden bzw. zu stellenden Meßgrößen. Hier beschränkt sich die Auswahl auf meßtechnisch lieferbare Hilfsgrößen, da sich, wie in **Kapitel 2.3** dargelegt, die Bandzugspannungen als zentrales Maß für Bandplanheit bisher nicht direkt erfassen lassen. Vor dem Hintergrund der genannten wirtschaftlichen Gesichtspunkte bei der Auslegung eines auf der Basis des Modellansatzes arbeitenden Planheitsmeßsystems muß sich daher der Blick auf meßtechnisch einfach erfaßbare Hilfsgrößen konzentrieren.

Aus den genannten Erkenntnissen lassen sich für die Entwicklung eines Modellansatzes somit als Eckparameter die Anwendung einer analytischen Methodik, die Annahme idealisierter Rahmenbedingungen, die Nutzung eines einfachen Rechenalgorithmus und die Wahl meßtechnisch einfach erfaßbarer Hilfsgrößen spezifizieren, **Bild 3-1**.

Im welchem Maß diesen einzelnen Konditionen Rechnung getragen werden kann, muß während der Entwicklung des Modellansatzes durch eine Abwägung zwischen Aufwand und angestrebter Genauigkeit bei der Messung der Bandplanheit beurteilt werden. Bei dieser Beurteilung wird auch die Frage mit einfließen, ob auf der Basis des Modellansatzes eine spätere Planheitsregelung ermöglicht werden soll oder die

reine Detektierung von Planheitsdefekten einen ausreichenden Einsatzzweck darstellen kann.

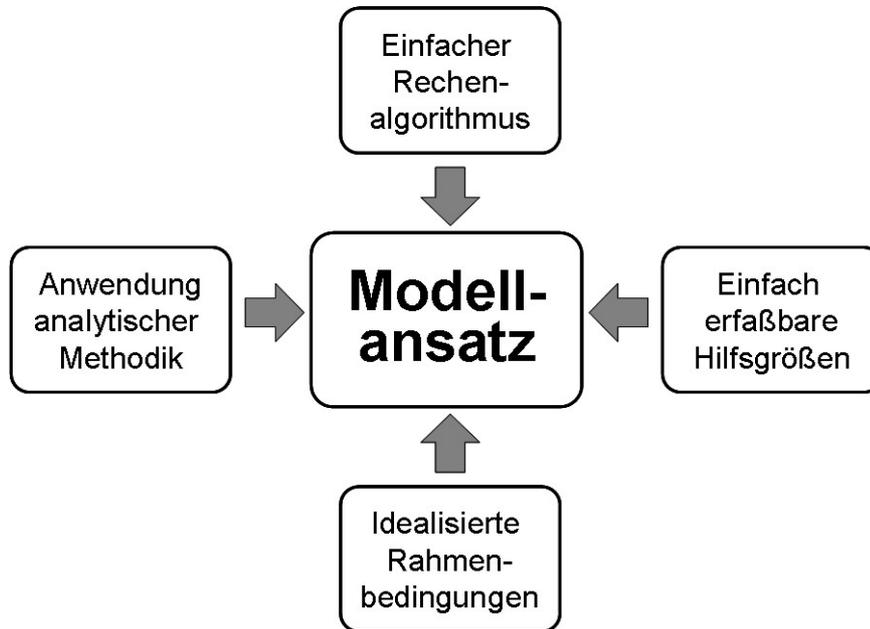


Bild 3-1: Eckparameter des Modellansatzes

3.2 Wahl geeigneter Hilfsgrößen

Zu Beginn der Wahl geeigneter Hilfsgrößen steht die grundsätzliche Abwägung, ob das auf dem Modellansatz aufbauende Planheitsmeßsystem auf einer berührungslosen oder einer berührungsbehafteten Meßtechnik basieren soll. Die genannte Absicht, bei der Entwicklung neuer Planheitsmeßstrategien nach Möglichkeit auf wirtschaftliche Aspekte und auch den Einsatz bei dem Kaltwalzprozeß nachfolgenden Bandverarbeitungsanlagen abzielen, legt dabei die Fokussierung auf ein berührungsbehaftetes Meßprinzip nah.

Das Standardsystem für die berührungsbehaftete Planheitsmessung, die Stressometer-Planheitsmeßrolle, nutzt als Hilfsgröße zur Erfassung der Bandzugspannungen Radialkräfte, deren Summe über die Bandbreite auf die Meßrolle wirkt. Statisch gesehen entspricht die Meßrolle somit einem von zwei Lagern getragenen Balken, der im Bereich der Bandbreite von einer Linienlast beaufschlagt wird.

Dabei gilt zwischen der Bandzugspannung und der Linienlast der nachfolgende Zusammenhang, in dem x die Koordinate in der Bandbreitenrichtung darstellt.

$$\sigma(x) * (\sin \alpha + \sin \beta) * h(x) = p(x) \quad (3.1)$$

Aufgrund der Annahme, daß eine Veränderung der Rollengeometrie infolge der lastbedingten Durchbiegung der Rolle vernachlässigbar klein ist, kann auf den oben genannten Belastungsfall die Differentialgleichung der Biegelinie für Balken unter einer Linienlast angewandt werden. Demnach gelten folgenden Beziehungen [BroSa06]:

$$\begin{aligned} E I_y w'''' &= p(x) \\ E I_y w'''' &= -Q(x) \\ E I_y w'' &= -M(x) \\ w' &= -\psi(x) \\ w & \end{aligned} \quad (3.2)$$

Aus den beiden **Gleichungen (3.1)** und **(3.2)** ergibt sich somit, daß neben der Linienlast auch die Rollendurchbiegung, die Querkraft, das Biegemoment sowie der Drehwinkel des Rollenquerschnitts in direkter mathematischer Beziehung zur planheitsproportionalen Bandzugspannungsverteilung stehen. Aufgrund dieses Zu-

sammenhangs stellen alle oben genannten Parameter potentielle Hilfsgrößen zur Erfassung der Bandplanheit dar.

Bei der Auswahl der für die Entwicklung des Modellansatzes geeigneten Hilfsgrößen ist neben der Frage der meßtechnischen Erfassbarkeit ein weiterer wichtiger Punkt in dem differentiellen Zusammenhang zwischen den einzelnen Hilfsgrößen zu sehen. Wählt man zum Beispiel die örtliche Durchbiegung einer Meßrolle als Hilfsgröße zur Planheitsbestimmung, so besteht der Zusammenhang zwischen der planheitsproportionalen Bandzugspannungsverteilung bzw. der Rollenbelastungsfunktion $p(x)$ und der Durchbiegungsfunktion $w(x)$ in einer 4-fachen Differentiation. Im Umkehrschluß entspricht die Durchbiegungsfunktion $w(x)$ einer 4-fach geglätteten Rollenbelastungsfunktion $p(x)$, da durch jeden Integrationsschritt eine Funktionsglättung erfolgt. Dies hat zur Folge, daß sich örtliche Veränderungen der Linienlast aufgrund von Bandzugspannungsdifferenzen nur noch im geringen Maße in einer Veränderung der Rollendurchbiegung niederschlagen. Somit führten dahingehende Untersuchungen zur Entwicklung einer ersten Planheitsmeßrolle mit geschlossener Rollenoberfläche [TroWi67] in den 60er Jahren ebenso wenig zu zufriedenstellenden Ergebnissen, wie der Ansatz, die Planheitserfassung über den Drehwinkel des Rollenquerschnitts bzw. die Neigungswinkel der Rollenzapfen entsprechend der **Gleichung (3.2)** durch die Beziehung $p/EI = -\psi''''$ zu realisieren [Hsu85].

Vor diesem Hintergrund bietet sich zur Erfassung der Bandplanheit die Betrachtung von Querkräften an, deren Funktion über die Bandbreite $Q(x)$ sich durch eine nur einmalige Integration der zur Bandzugspannungsverteilung proportionalen Rollenbelastung $p(x)$ ergibt.

Zur Abwägung des mit der einfachen Integration verbundenen Glättungseffekts empfiehlt sich eine Betrachtung der Form, in der die von einer Radialkräfte messenden Stressometerrolle gelieferten Planheitsdaten dargestellt werden. Das nachfolgende **Bild 3-2** zeigt anhand eines Randwellen-Planheitsfehlers schematisch die optische Darstellungsweise der Meßdaten wie sie typischerweise durch Stressometerrollen angezeigt werden. Dabei werden die je Meßzone erfaßten Radialkräfte in Bandzugspannungen umgerechnet und in Form einer Abweichung von der mittleren Bandzugspannung dargestellt. Die sich aus der Summe der einzelnen Meßzonen über die Bandbreite ergebende Bandzugspannungsfunktion verläuft in der Regel sehr schwankend und wird daher rechnerisch über programmabhängige Algorithmen

geglättet und optisch mit einer entsprechenden Trendlinie versehen, aus deren Verlauf sich für die Planheitsregelautomatik oder für den Anlagenbediener die notwendigen Stellgrößen zur Behebung des Planheitsfehlers ableiten lassen.

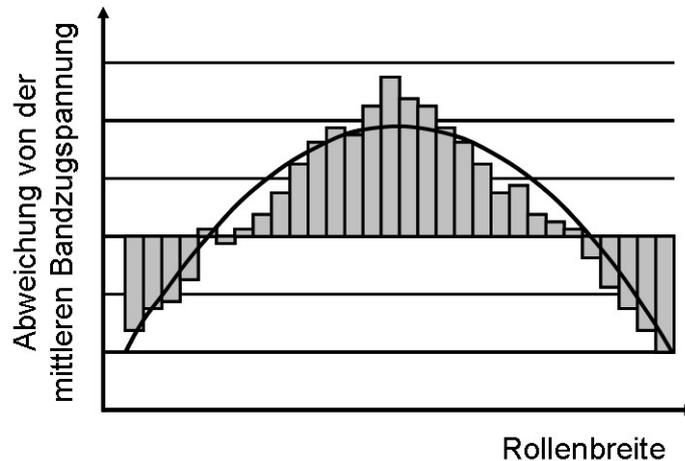


Bild 3-2: Optische Anzeige der Bandzugspannungsabweichungen (mit Trendlinie versehen), vgl. [Asea85]

Aufgrund dieser bei Stressometerrollen zielführend angewandten Darstellungsform der Bandplanheit läßt sich folgern, daß die bei der Planheitbestimmung mittels Querkraftbetrachtung notwendige einfache Integration der Rollenbelastungsfunktion $p(x)$ trotz des damit verbundenen Glättungseffekts keinen disqualifizierenden Einfluß auf die Erfäßbarkeit von Planheitsfehlern hat.

In Hinblick auf die für den Modellansatz geforderte einfache meßtechnische Erfäßbarkeit der zu wählenden Hilfsgrößen kann auf die in Bandverarbeitungsanlagen eingesetzten Bandzugmeßrollen nach dem Stand der Technik verwiesen werden, bei denen der Bandzug mittelbar durch die Kraft gemessen wird, die das Band auf eine Ablenkrolle ausübt. Dabei wird ebenfalls von dem statischen Prinzip eines von zwei Lagern getragenen Balkens ausgehend die in Bandlängsrichtung wirkende Bandzugkraft über die nachfolgende **Gleichung (3.3)** in die Vertikale projiziert und mittels unter den Rollenlagern positionierten Kraftsensoren als diskrete Querkraft gemessen [Rhag99].

$$Q_{me\beta} = F_{Zug} (\sin a + \sin \beta) \quad (3.3)$$

Zusammenfassend betrachtet stellt sich die Wahl von Querkraften bzw. den dazu in den Auflagern induzierten Lagerreaktionskräften als Hilfsgrößen zur Erfassung der Bandplanheit für die Entwicklung eines Modellansatzes als durchaus geeignet dar.

3.3 Entwicklung der Bandzugspannungsfunktion

In den Betrachtungen zum Stand der Technik wurde ausgeführt, daß Planheitsdefekte in der Regel auf Walzspaltfehler zurückzuführen sind, wobei auf die besonders beim Kaltwalzen auftretende konvexe Form des Walzspaltes als eine der Hauptursachen für nicht abwickelbare Planheitsfehler eingegangen wurde. Als Ursachen für die konvexe Walzspaltform wurde das zur Walzgerüstmitte ansteigende Biegemoment genannt, wodurch es zur Walzen- und Gerüstaufbiegung kommt.

In dem nachfolgenden **Bild 3-3** ist dieser Effekt des zur Walzgerüstmitte ansteigenden Biegemomentverlaufs am Beispiel eines Quarto-Walzgerüsts über die Gerüstbreite schematisch dargestellt.

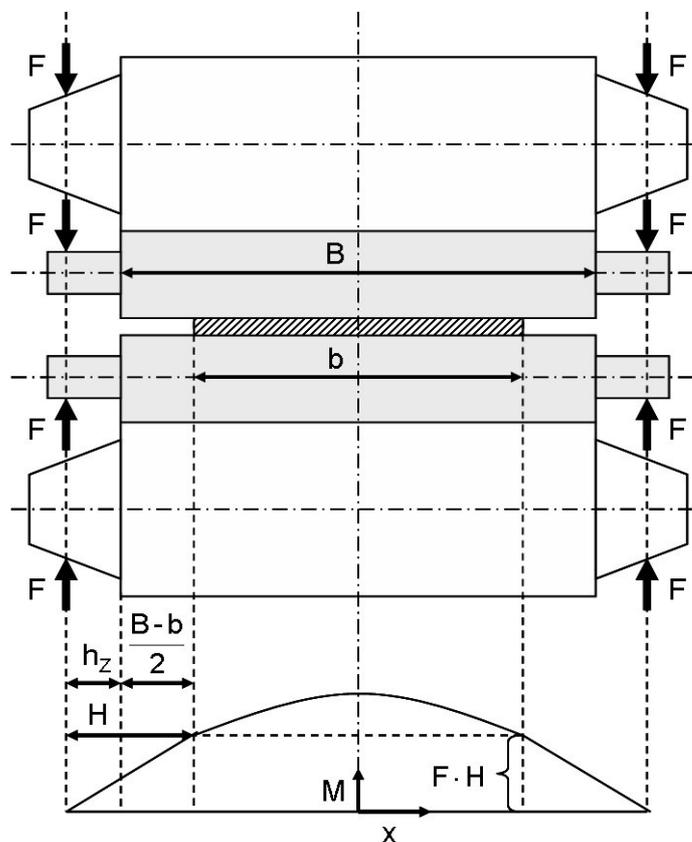


Bild 3-3: Darstellung der Kräfte und Momentverlauf bei einem Quarto-Gerüst, vgl. [TroWi66]

Die ausschließlich über die Walzenzapfen aufbringbaren Walzkräfte erzeugen im Walzspalt ein Biegemoment M , welches gerüstbeidseitig vom Ansatzpunkt der Walzkraft F bis zum Bandrand linear ansteigt und dort bei einer gleichbleibenden Walzkraft einen konstanten Wert von $M = F \cdot H$ erreicht, wobei sich der Hebelarm H aus der Distanz von Kraftansatzpunkt bis zum Bandrand ergibt. Ab dem Punkt des

Bandrandes steigt das Biegemoment in Abhängigkeit von Walzkraft und Bandbreite bis zur Walzgerüstmitte (bei einem mittig laufenden Band) parabelförmig an.

Hieraus wird ersichtlich, daß die Walzendurchbiegung und somit die Walzspaltform maßgeblich durch den Verlauf des Biege- bzw. Walzmomentes beeinflusst wird, wobei sich der direkte Zusammenhang zwischen Walzspaltform und dem Biegemoment aus der **Gleichung (3.2)** ergibt.

Neben der Änderung der Walzkraft bewirken auch die gängigen zur Planheitsbeeinflussung verwendeten Aktuatoren, wie z.B. die Arbeitswalzenbiegung, eine quadratische Änderung der Walzspaltform $w(x)$, deren Funktion über die Bandbreite man demnach durch eine 2-fache Integration der Biegemomentfunktion $M(x)$ erhält. Aufgrund dieses quadratischen Zusammenhangs läßt sich für den Banddickenverlauf über der Bandbreite eine quadratische Funktion der folgenden Form ansetzen:

$$h(x) = h_0(a_0 + a_2x^2) \quad (3.4)$$

Bedingt durch die sich mit der Änderung der Banddicke proportional ergebenden Längung der einzelnen Bandfasern folgt in Verbindung mit der in **Gleichung (2.2)** beschriebenen Beziehung zwischen der relativen Dehnung der Bandfasern und der Änderung der Bandzugspannungen für einen ebenen (breitungsfreien) Formänderungsfall, daß bei einem quadratischen Verlauf der Banddickenfunktion auch für die Bandzugspannungsverteilung eine quadratische Funktion angesetzt werden kann. [TroWi66; TroWi67]

Unter der gegebenen Voraussetzung einer quadratischen Verteilung der Bandzugspannungen über der Bandbreite kann die entsprechende Bandzugspannungsfunktion wie folgt entwickelt werden:

Am Beispiel einer symmetrischen Walzkraftverteilung zwischen den beiden Gerüstständern läßt sich die Bandzugspannungsverteilung über die Bandbreite nach einer quadratischen Parabel durch die im nachfolgenden **Bild 3-4** schematisch dargestellte Form abbilden, wobei $\Delta\sigma$ die Abweichung von $\bar{\sigma}$ in der Bandmitte darstellt und $\bar{\sigma}$ wiederum den Mittelwert der Zugspannungen im Bandquerschnitt beschreibt, der sich über die folgende Beziehung ergibt:

$$\bar{\sigma} = \frac{F_{Zug}}{b * h} \quad (3.5)$$

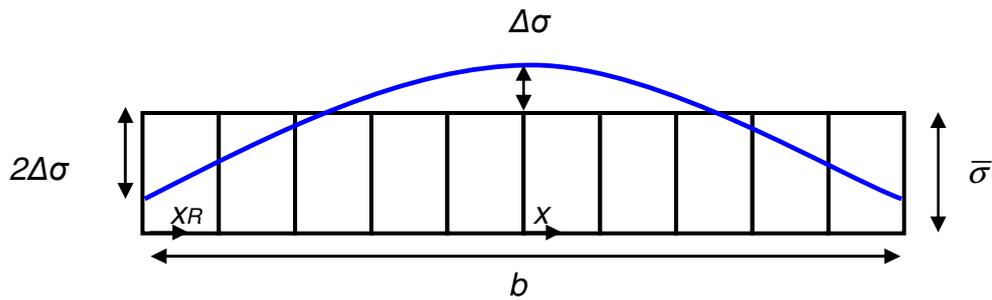


Bild 3-4: Schematische Darstellung der Bandzugspannungsverteilung über der Bandbreite b , vgl. [TroWi66]

Aus **Bild 3-4** folgt für die Bandmitteposition $x = 0$ (mit $x =$ Koordinate in Bandbreitenrichtung):

$$\sigma(0) = \bar{\sigma} + \Delta\sigma \quad (3.6)$$

und für die Bandrandposition $x = \frac{b}{2}$:

$$\sigma\left(\frac{b}{2}\right) = \bar{\sigma} - 2 * \Delta\sigma \quad (3.7)$$

Aus der Gleichung für einen quadratischen Funktionsansatz

$$\sigma(x) = \bar{\sigma}(a_0 + a_2 x^2) \quad (3.8)$$

ergibt sich wiederum für die Bandmitteposition $x = 0$ die Gleichung

$$\sigma(0) = \bar{\sigma} * a_0 + 0 \quad (3.9)$$

und für die Bandrandposition $x = \frac{b}{2}$ die Gleichung

$$\sigma\left(\frac{b}{2}\right) = \bar{\sigma}(a_0 + a_2 * \frac{b^2}{4}) \quad (3.10)$$

Mit den **Gleichungen (3.6)** und **(3.9)** erhält man den Koeffizienten a_0 :

$$\sigma(0) = \bar{\sigma} + \Delta\sigma = \bar{\sigma} * a_0$$

$$\Rightarrow a_0 = 1 + \frac{\Delta\sigma}{\bar{\sigma}} ,$$

womit sich dann über die **Gleichungen (3.7)** und **(3.10)** der Koeffizient a_2 ermitteln läßt:

$$\sigma\left(\frac{b}{2}\right) = \bar{\sigma} - 2 * \Delta\sigma = \bar{\sigma} \left(1 + \frac{\Delta\sigma}{\bar{\sigma}} a_2 * \frac{b^2}{4}\right)$$

$$\Rightarrow a_2 = \frac{-3\Delta\sigma}{\bar{\sigma}} * \frac{4}{b^2} .$$

Mit den beiden Koeffizienten a_0, a_2 folgt somit die Gleichung

$$\sigma(x) = \bar{\sigma} * \left(1 + \frac{\Delta\sigma}{\bar{\sigma}} - 12 * \frac{\Delta\sigma}{\bar{\sigma}} * \frac{x^2}{b^2}\right) , \quad (3.11)$$

aus der sich nach Koordinatentransformation von $x = 0$ auf $x_R = 0$, **Bild 3-4**, für die Bandzugspannungsverteilung nach einem quadratischen Ansatz die nachfolgende Funktion ergibt:

$$\sigma(x_R) = \bar{\sigma} * \left[1 + \frac{\Delta\sigma}{\bar{\sigma}} - 12 * \frac{\Delta\sigma}{\bar{\sigma}} * \frac{(x_R - \frac{b}{2})^2}{b^2}\right] \quad (3.12)$$

mit $x_R = \frac{b}{2} + x$ = Koordinate vom Bandrand in Bandbreitenrichtung.

Mit Hilfe dieser Funktion läßt sich nun die Bandzugspannungsverteilung für ein beliebiges Referenzband ermitteln, welches als Vergleichsmaß für ein planes bzw. gerade noch planes Band dient. Die in dieser Formel verbleibende Unbekannte $\Delta\sigma$ ergibt sich somit aus den jeweils maximal zulässigen Planheitsabweichungen, die je nach

Verwendungszweck und Qualitätsnorm für das verarbeitete Band variabel festgelegt werden können. Erfolgen zum Beispiel die Planheitsvorgaben durch den Ebenheitsindex bzw. die I-Units nach DIN 10251 [DIN 10251], so ergibt sich für die zulässige Differenz zwischen geringster und größter Bandzugspannung über der Bandbreite nach den **Gleichungen (2.1)** und **(2.2)** ein Wert von $\Delta\varepsilon \leq 10^{-5}$.

Daraus folgt für das $\Delta\sigma$ in der Bandzugspannungsfunktion nach **Gleichung (3.12)** und **Bild 3-4** folgende Beziehung:

$$\begin{aligned} 3\Delta\sigma &= \Delta\varepsilon_{\max} * E && \text{mit } \Delta\varepsilon_{\max} = 10^{-5} \\ \Rightarrow \Delta\sigma &= \frac{1}{3} E * 10^{-5} && \text{(3.13)} \end{aligned}$$

3.4 Interpretation der Bandplanheit

Um eine Aussage über den Planheitszustand eines Bandes machen zu können, ist es nicht notwendig, die Bandplanheit über die Erfassung von absoluten Werten der Zugspannungsverteilung über die Bandbreite zu bestimmen. Es reicht vielmehr aus, die Abweichung von einer homogenen bzw. gewünschten Zugspannungsverteilung über deren Einfluß auf die verwendeten Hilfsgrößen zu erfassen und als Maß für die Planheit des Bandes zu interpretieren.

In Bezug auf die in **Kapitel 3.2** vorgestellte Verwendung von Querkräften bzw. von entsprechend korrelierenden Lagerreaktionskräften als Hilfsgrößen zur Planheitsbestimmung ist es somit möglich, einen über die Lagerkraftmessung erfaßten, vorliegenden Belastungsfall mit der für eine homogene bzw. gerade noch zulässige Bandzugspannungsverteilung rechnerisch ermittelten, theoretischen Rollenbelastung zu vergleichen.

Die theoretische Rollenbelastungsfunktion $p(x)$ für ein gerade noch planes Band ergibt sich dabei über den Zusammenhang zwischen Linienlast und Bandzugspannung nach **Gleichung (3.1)**, wobei für $\sigma(x)$ die im vorangegangenen **Kapitel 3.3** entwickelte Bandzugspannungsfunktion, **Gleichung (3.12)**, anzusetzen ist. Der Verlauf der Banddicke $h(x)$ ist im Idealfall über eine entsprechende, z.B. nach dem letzten Walzgerüst erfolgte Banddickenprofilmessung genau bekannt; liegen dagegen nur Informationen durch eine einfache Banddickenmessung mit Meßwerten für eine Bandkante und die Bandmitte vor, läßt sich das Banddickenprofil nach einem quadratischen Ansatz für den Banddickenverlauf, **Gleichung (3.4)**, entsprechend der für $\sigma(x_R)$ gezeigten Vorgehensweise rechnerisch mit folgender Funktion darstellen:

$$h(x_R) = h_R * \left[1 + 4 * \left(\frac{h_R}{h_M} - 1 \right) * \frac{(x_R - \frac{b}{2})^2}{b^2} \right] \quad (3.14)$$

Ist nur die Banddicke am Bandrand gegeben, kann der Bandmittenwert h_M näherungsweise über die Multiplikation des Bandrandwerts mit einem Bombierungs- bzw. Crownfaktor k_0 ermittelt werden, der sich aus dem Grad der Walzenbombierung in Verbindung mit Erfahrungswerten ergibt. Unabhängig davon ist es bei entsprechender Aufstellung der Banddickenfunktion auch möglich, unterschiedliche Banddicken

an den Bandrändern aufgrund einer Gerüstschieflage oder bei der Verarbeitung von Spaltband [DIN 10079] zu berücksichtigen.

Die in der gezeigten Weise rechnerisch als Produkt der Bandzugspannungs- und der Banddickenfunktion ermittelte Rollenbelastungsfunktion $p(x)$ für ein gerade noch planes Band läßt sich in der nachfolgenden Form schematisch darstellen, **Bild 3-5**.

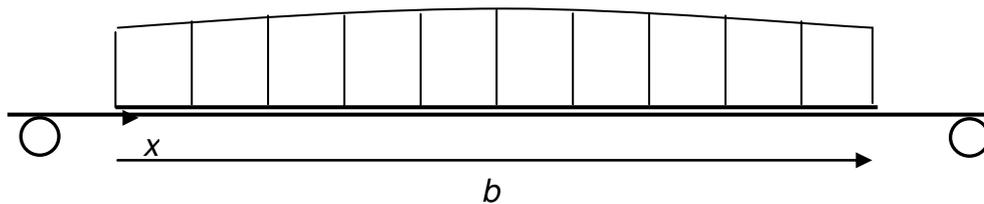


Bild 3-5: Schematische Darstellung der Rollenbelastungsfunktion $p(x)$

Durch eine einmalige Integration der gegebenen Rollenbelastungsfunktion $p(x)$ erhält man nach **Gleichung (3.2)** eine Funktion der Querkraft $Q(x)$ über die Bandbreite, die bei einem Integrationsintervall B_I von $x = 0$ bis $x = b$ der folgenden Form entspricht:

$$P = B_I * p(x) \quad (3.15)$$

In diesem von einer symmetrischen Rollenbelastung ausgehenden Fall setzt die Einzelkraft P in der Mitte des Bandes an, die somit den Schwerpunkt der Rollenbelastung $p(x)$ und der dazu proportionalen Bandzugspannung markiert. Eine Aussage über die Verteilung der Last und der Bandzugspannungen erhält man aber erst, wenn man für den Integrationsschritt anstelle eines einzigen Integrationsintervalls über die gesamte Bandbreite mindestens zwei getrennte Integrationsintervalle, vorzugsweise über jeweils eine Bandbreitenhälfte, wählt.

Das folgende **Bild 3-6** zeigt schematisch die symmetrische Rollenbelastungsfunktion sowie die sich durch Integration über die beiden Integrationsintervalle $x_1 = 0$ bis $b/2$ und $x_2 = b/2$ bis b ergebenden Einzelkräfte P_1 und P_2 . Eine größere Anzahl von Integrationsintervallen mit nachfolgender Addierung der Einzelkräfte zu zwei P_1 und P_2 entsprechenden Summenkräften führt zu keinem differenzierten Ergebnis, so daß im

Sinne möglichst einfacher Rechenoperation zwei getrennte Integrationsintervalle ausreichend sind.

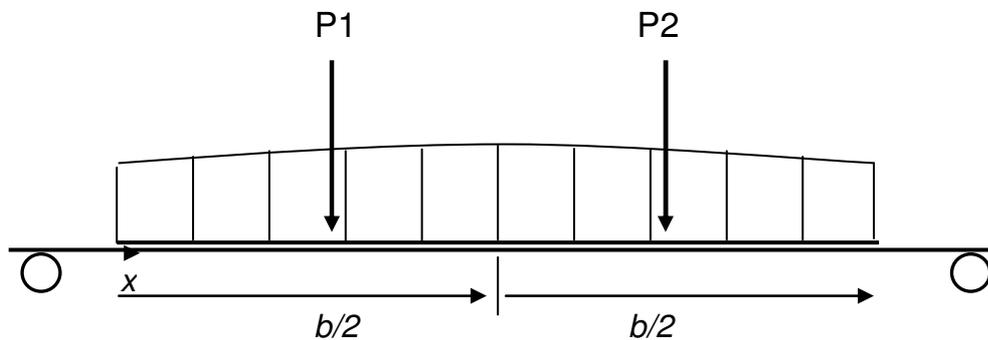


Bild 3-6: Schematische Darstellung der Rollenbelastungsfunktion $p(x)$ und der Einzelkräfte P_1 und P_2 nach Integration über zwei Integrationsintervalle

Durch die Integration mit zwei Integrationsintervallen über die Bandbreite erhält man für beide Bandabschnitte eine Aussage über die Größe der jeweiligen resultierenden Einzelkraft und deren Angriffspunkt, was bei einer Veränderung der planheitsproportionalen Bandzugspannungsverteilung auch zu einer Verschiebung der Kraftangriffspunkte führt. Für jeden Bandzugspannungsverteilungszustand ergeben sich somit korrelierende und klar definierbare Angriffspunkte und Größen der beiden Einzelkräfte P_1 und P_2 . Bei einer wie im vorliegenden Beispiel angenommenen symmetrischen Zugspannungsverteilung sind die beiden Einzelkräfte P_1 und P_2 gleich groß, wobei sich ihre Angriffspunkte im Vergleich zu dem dargestellten gerade noch planen Bandzustand im exemplarischen Fall eines Randwellen-Planheitsdefekts zur Bandmitte hin verschieben, während sie sich bei Mittenwellen-Planheitsfehlern entgegengesetzt zu den Bandrändern hin verlagern. Die Schwerpunktverlagerung verläuft dementsprechend auch bei unsymmetrischen Rollenbelastungsfunktionen, wie z.B. bei der vorab angesprochenen Verarbeitung von Spaltband [DIN 10079], allerdings gilt in diesen Fällen für die Größe der beiden Einzelkräfte die Beziehung $P_1 \neq P_2$.

Um die beiden für ein gerade noch planes Referenzband rechnerisch bestimmten Einzelkräfte P_1 und P_2 mit einem real vorliegenden Rollenbelastungsfall abgleichen zu können, muß zum einen die Position des Bandes auf der Meßrolle bekannt sein, was sich durch eine Bandführung oder eine in modernen Walzstraßen übliche Detektierung der Bandränder, auch Bandkantenerfassung genannt, realisieren läßt.

Weiterhin ist es notwendig, die auf eine Meßrolle wirkenden Einzelkräfte auch als Hilfskräfte, wie in **Kapitel 3.2** vorgesehen, meßtechnisch erfassen zu können. Hierfür bietet sich, wie genannt, die Messung der durch die Rollenquerkraftbelastung erzeugten Lagerreaktionskräfte unter den Rollenlager an. Betrachtet man dazu den in **Bild 3-6** dargestellten Belastungsfall, bei dem die Rolle nach dem Stand der Technik durch ein Fest- und ein Loslager getragen wird, kann durch Messung der beiden Lagerreaktionskräfte zwar die Summe der beiden Einzelkräfte P_1 und P_2 erfaßt werden, aber eine für die Interpretation der vorliegenden Bandzugspannungsverteilung notwendige Aussage über deren Angriffspunkte erfolgt nicht. Speziell bei einer meist vorliegenden symmetrischen Bandzugspannungsverteilung erzeugen die Einzelkräfte P_1 und P_2 , soweit sie sich nicht in der Größe ändern, gleichbleibende Lagerreaktionskräfte, unabhängig davon, ob sich ihre Angriffspunkte bei Änderung der Planlage in Richtung der Bandkanten oder zum Bandmittelpunkt verschieben. Das in dieser Rollenlagerungsform vorhandene Meßpotential entspricht damit exakt dem einer gängigen Bandzugmeßrolle und beschränkt sich somit unter Anwendung von **Gleichung (3.3)** auf die Erfassung der reinen Bandzugkraft F_{Zug} .

Eine Möglichkeit, neben der Größe der Rollenlast auch die zur Interpretation der Bandplanheit notwendige Lastverteilung ermitteln zu können, ergibt sich dadurch, die oben spezifizierte Lagerung der Rolle durch ein weiteres Loslager zu ergänzen. Durch Messung der Lagerreaktionskraft unter einem der drei Rollenlager ist es nun möglich, verschiedene Lastverteilungszustände meßtechnisch zu unterscheiden und somit Rückschlüsse auf einen vorliegenden Planheitszustand zu ziehen.

Obwohl theoretisch eine Messung an jedem der drei Lager zu verwertbaren Ergebnissen führen kann, ist es in Hinblick auf einen Praxiseinsatz vorteilhaft, die Lagerreaktionskraft eines der beiden Loslager zu messen, die in diesem Fall nur in Vertikalrichtung erfaßt werden muß, ohne daß Lagerkräfte in Richtung der Rotationsachse zu berücksichtigten bzw. herauszurechnen sind. Die aussagekräftigsten Meßergebnisse ergeben sich dabei dann, wenn das zusätzliche Loslager an dem durch das Festlager gehaltenen Lagerzapfen zwischen dem Festlager und dem Rollenballen angeordnet wird. Die somit zu bevorzugende Rollenlagerung wird am Beispiel des bisher betrachteten Belastungsfalls im nachfolgenden **Bild 3-7** schematisch dargestellt, wobei das zusätzliche Loslager, unter dem sinnvollerweise die Lagerreaktionskraft gemessen wird, mit einem Vertikalpfeil markiert ist.

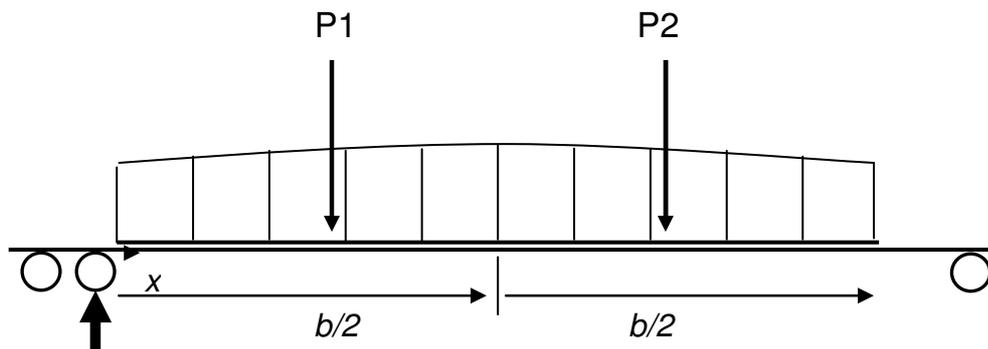


Bild 3-7: Schematische Darstellung der Belastungsfunktion $p(x)$ und der Einzelkräfte P_1 und P_2 bei dreifacher Rollenlagerung

Zur Bestimmung des Planheitszustands eines die Rolle belastenden Bandes ist es, wie eingangs festgestellt, ausreichend, die Abweichung von einer Soll-Zugspannungsverteilung über deren Einfluß auf die verwendeten Hilfsgrößen zu erfassen. Mit der vorgestellten Lageranordnung kann somit die relative Planheit eines Bandes dadurch bestimmt werden, daß die unter dem zusätzlichen Loslager gemessene Lagerreaktionskraft $F_{me\beta}$ mit der rechnerisch ermittelten, theoretischen Lagerreaktionskraft F_{plan} für ein absolut planes Band verglichen wird.

Für den Praxiseinsatz bietet es sich dabei an, ein Fenster für die zulässigen Werte der Lagerreaktionskraft $F_{me\beta}$ zu definieren, das sich durch die theoretischen Lagerreaktionskräfte F_{max} und F_{min} ergibt, die für die Planheitsgrenzlagen nach **Gleichung (3.12)** rechnerisch ermittelt werden.

Übersteigt die gemessene Lagerreaktionskraft $F_{me\beta}$ den maximal zulässigen Wert F_{max} , wird dadurch eine unzulässige Verlagerung der Bandzugspannungsverteilung zur Bandmitte hin angezeigt, was auf einen Randwellen-Planheitsdefekt schließen läßt. Wird dagegen der Minimalgrenzwert F_{min} unterschritten, bedeutet dies, daß sich die Bandzugspannungsverteilung zu den Bandkanten hin verschiebt, was wiederum einem Planheitsfehler vom Typ „Lange Mitte“ oder „Mittenwellen“ entspricht.

3.5 Rechnerische Erfassung der Lagerreaktionskraft

Die für diesen Modellansatz notwendige und meßtechnisch sinnvolle Ergänzung eines weiteren Loslagers führt dazu, daß statisch gesehen eine zusätzliche Fesselung der Rolle erfolgt, wodurch sich anstelle der bis dahin statisch bestimmten, eine 1-fach statisch unbestimmte Rollenlagerung ergibt. In Hinblick auf die rechnerische Ermittlung der theoretischen Lagerreaktionskräfte hat das zur Folge, daß sich diese nicht mehr allein über die Aufstellung der Gleichgewichtsbedingungen bestimmen lassen.

Während die FEM als geeignetes Verfahren zur Lösung statisch unbestimmter Systeme aufgrund der mit ihr verbundenen großen Datenmengen im betrachteten Fall ausscheidet, bietet sich statt dessen das mechanische Prinzip des Kraftgrößenverfahrens (KGV) für eine Berechnung des vorliegenden Systems an. Das Kraftgrößenverfahren als ein elementarer Bestandteil der Festigkeitslehre wird in der technischen Literatur ausgiebig und hinreichend beschrieben [Ass83; Dall06; GrHa87; Krät98], so daß im Folgenden die für die Lösung des statisch unbestimmten Systems der vorgestellten dreifach gelagerten Rolle relevanten Berechnungsschritte ohne weitergehende Erläuterung dargelegt werden.

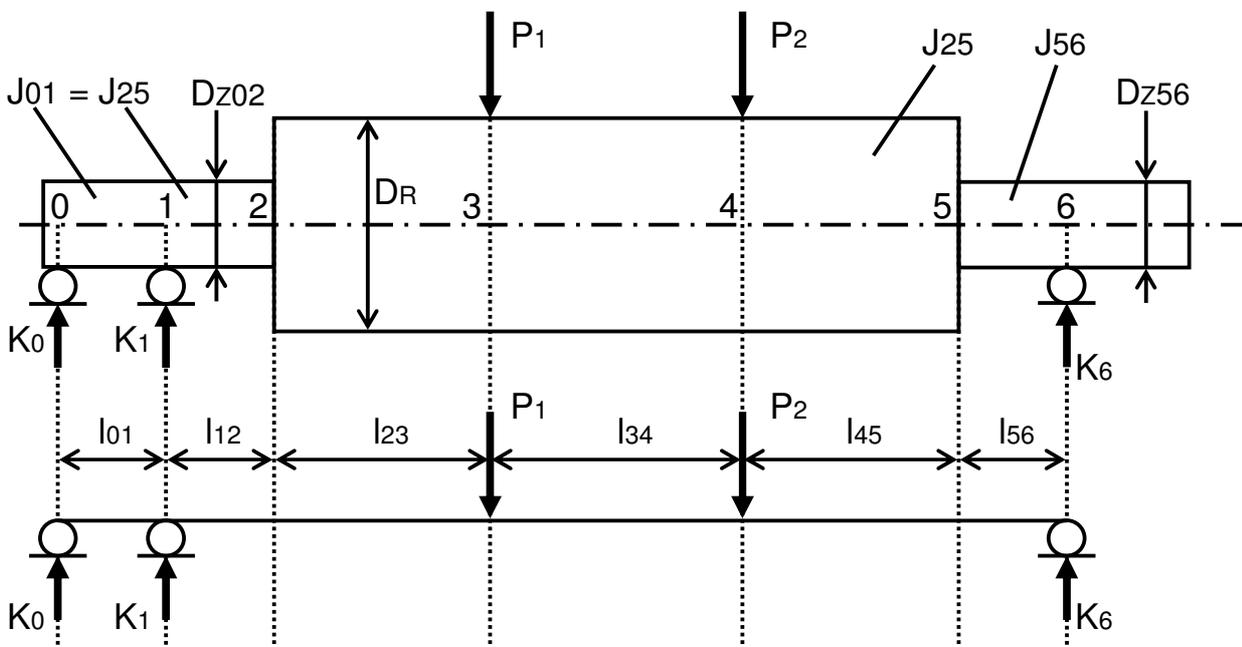


Bild 3-8: Schematische Darstellung der belasteten Rolle und des dazu relevanten statisch unbestimmten Systems als gelagerter Balken

Als Ausgangspunkt für die Anwendung des Kraftgrößenverfahrens ist im vorangestellten **Bild 3-8** die dreifach gelagerte Rolle mit den beiden Belastungskräften P_1 und P_2 und das dazu relevante statisch unbestimmte System in Form eines von drei Lagern getragenen Balkens schematisch dargestellt.

Zur Erfüllung der Gleichgewichtsbedingungen wird in dem statisch unbestimmten System die an Rollenposition 1 angreifende Lagerreaktionskraft K_1 entfernt bzw. gleich Null gesetzt, wodurch sich das nachfolgende statisch bestimmte Hauptsystem mit dem zugehörigen schematisch dargestellten Momentenverlauf ergibt.

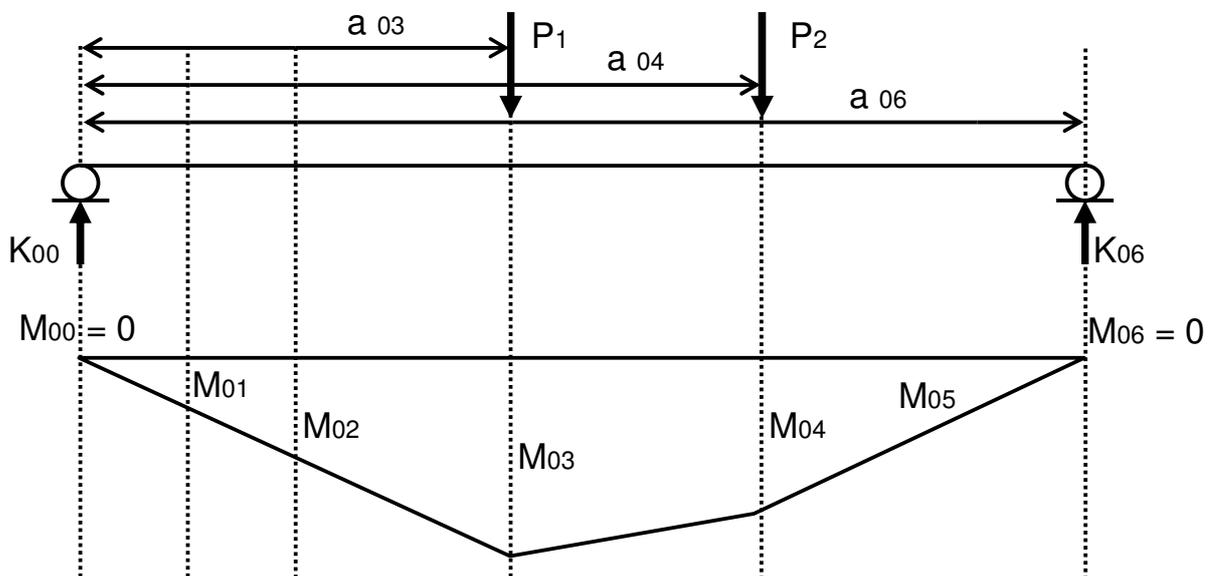


Bild 3-9: Statisch bestimmtes Hauptsystem und zugehöriger Momentenverlauf (schematisch)

Die beiden Lagerkräfte K_{00} und K_{06} des statisch bestimmten Hauptsystems und der in **Bild 3-9** nur schematisch dargestellte Verlauf der Momentenlinie M_0 lassen sich durch die Gleichgewichtsbedingungen wie folgt bestimmen:

Mit

$$\sum M_0 = 0 \quad (3.16)$$

$$\Rightarrow K_{06} = (P_1 * a_{03} + P_2 * a_{04}) / a_{06}$$

und der Summe der Vertikalkräfte

$$\sum V = 0 \quad (3.17)$$

$$\Rightarrow K_{00} = P_1 + P_2 - K_{06}$$

und den Hebelarmen l , **Bild 3-8**, und a , **Bild 3-9**, ergeben sich die einzelnen Biegemomente, von denen exemplarisch M_{02} und M_{04} nachfolgend aufgeführt sind:

$$\text{Biegemoment an der Position 2:} \quad M_{02} = K_{00} * (l_{01} + l_{12})$$

$$\text{Biegemoment an der Position 4:} \quad M_{04} = K_{00} * a_{04} - P_1 * (a_{04} - a_{03}).$$

Die Bestimmung der Hebelarme a_{03} und a_{04} bzw. der Angriffspunkte der Belastungskräfte P_1 und P_2 erfolgt dabei über die nachfolgend beispielhaft für P_2 gezeigte Schwerpunktsberechnung:

$$a_{04} = \frac{\int_{b/2}^b x * p(x) dx}{\int_{b/2}^b p(x) dx} \quad (3.18)$$

Das virtuelle System mit der an der Rollenposition 1 angesetzten Einheitskraft $X_1 = 1$ zur Bestimmung der Relativverformung ist im folgenden **Bild 3-10** zusammen mit dem zugehörigen Momentenverlauf schematisch dargestellt.

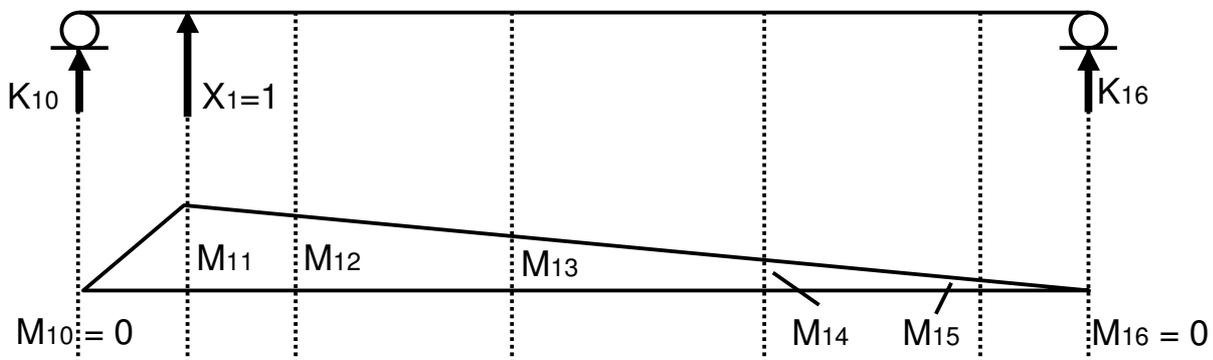


Bild 3-10: Virtuelles System mit Einheitskraft X_1 und zugehörigem Momentenverlauf (schematisch)

Die einzelnen Biegemomente und der Verlauf der Momentenlinie M_1 des virtuellen Systems lassen sich analog zu dem statisch bestimmten Hauptsystem über die Gleichgewichtsbedingungen berechnen.

Nach Bestimmung der Momentenlinien M_0 und M_1 können nun die Verformungen δ_{10} infolge P_1 und P_2 und δ_{11} infolge der Einheitskraft X_1 über den Arbeitssatz

$$\bar{1} * \delta_{10} = \int \frac{M_1 M_0}{EJ} dx \quad (3.19)$$

für das statisch bestimmte Hauptsystem und

$$\bar{1} * \delta_{11} = \int \frac{M_1 M_1}{EJ} dx \quad (3.20)$$

für das virtuelle System bestimmt werden.

Die Integrale der Momentenverläufe in den Gleichungen (3.19) und (3.20) lassen sich mit Hilfe von vorgefertigten Integrationstabellen [MüBre07] mit geringem Rechenaufwand lösen, wie beispielhaft für den Verformungsanteil des Rollenabschnitts zwischen den beiden Einzelkräften P_1 und P_2 im statisch bestimmten Hauptsystem nachfolgend ausgeführt wird.

In dem genannten Abschnitt 34 weisen der Momentenverlauf des Hauptsystems und der des virtuellen Systems jeweils eine trapezförmige Momentenfläche auf, für die sich nach Integrationstabelle folgender Verformungsanteil ergibt:

$$A_{v34} = ((M_{03} * (2 * M_{13} + M_{14}) + M_{04} * (2 * M_{14} + M_{13})) * l_{34}) / (6 * E * J_{34}) \quad (3.21)$$

mit J_{34} = axiales Flächenträgheitsmoment des Rollenabschnitts 34

$$\Rightarrow J_{34} = \pi * D_R^4 / 64$$

Aus der Addition mit den anderen, hier nicht separat aufgeführten Verformungsanteilen der übrigen Rollenabschnitte folgt die Gesamtverformung δ_{10} für das statisch bestimmte Hauptsystem [MüBre07].

Mit der Verformungsbedingung, nach der die Verformung bei gleichzeitiger Wirkung der Einzelkräfte P_1 und P_2 sowie der Einheitskraft X_1 in deren Angriffspunkt null er-

geben muß, da sich dort im statisch unbestimmten Ausgangssystem ein Lager befindet, ergibt sich die Beziehung

$$\delta_{11} * X_1 + \delta_{10} = 0 \quad (3.22)$$

$$\Rightarrow X_1 = -\frac{\delta_{10}}{\delta_{11}}$$

Der ermittelte Wert für X_1 entspricht der Auflagerkraft im Punkt 1 des statisch unbestimmten Ausgangssystems und infolgedessen der gesuchten theoretischen Lagerreaktionskraft.

Demnach lassen sich mit Hilfe des vorgestellten mechanischen Prinzips des Kraftgrößenverfahrens für beliebige Rollengeometrien die theoretischen Lagerreaktionskräfte infolge verschiedener Lastverteilungs- bzw. Planheitszustände mit vertretbarem mathematischen Aufwand als Referenzgrößen für die meßtechnisch erfaßten Lagerreaktionskräfte $F_{me\beta}$ berechnen.

Ein vollständiger, nach diesem Prinzip aufgebauter Algorithmus zur Berechnung von Belastungszuständen einer durch drei Lager getragenen Rolle wurde mit Hilfe der Algebra-Software „Mathcad“ erstellt und befindet sich im **Anhang A**.

3.6 Komplettierung des Modellansatzes

Ausgehend von der Definition zweckmäßiger Eckparameter wurden in den vorangegangenen **Kapiteln 3.1 bis 3.5** die folgenden Hauptmerkmale eines zur Messung und Regelung der Bandplanheit geeigneten Modellansatzes entwickelt und entsprechend ausgearbeitet:

- Berührungsbehaftetes Meßprinzip \Rightarrow Meßrolle
- Meßtechnische Erfassung von Lagerreaktionskräften als Hilfsgrößen
- quadratischer Ansatz für Bandzugspannungsverteilung und Banddickenprofil
- dreifache Meßrollenlagerung
- Rechnerische Bestimmung von Soll-Lagerkräften als Referenzplanheitsmaß
- Betrachtung von Lagerkraftabweichung als Planheitsmaß (relative Planheit)

Mit dem nach diesem Prinzip komplettierten Modellansatz und einer entsprechend aufgebauten Meßrolle läßt sich bei Kenntnis bestimmter, in der Flachbandproduktion in der Regel verfügbaren Bandparameter der Planheitszustand eines Bandes in Form der relativen Planheit bestimmen und, falls nötig, eine entsprechende Korrekturmaßnahme einleiten. Eine auf diesem Modellansatz aufgebaute Planheitsregelroutine wird unter Berücksichtigung der benötigten Bandparameter und Erläuterung des Informationsflusses in dem nachfolgenden Flußdiagramm aufgezeigt:

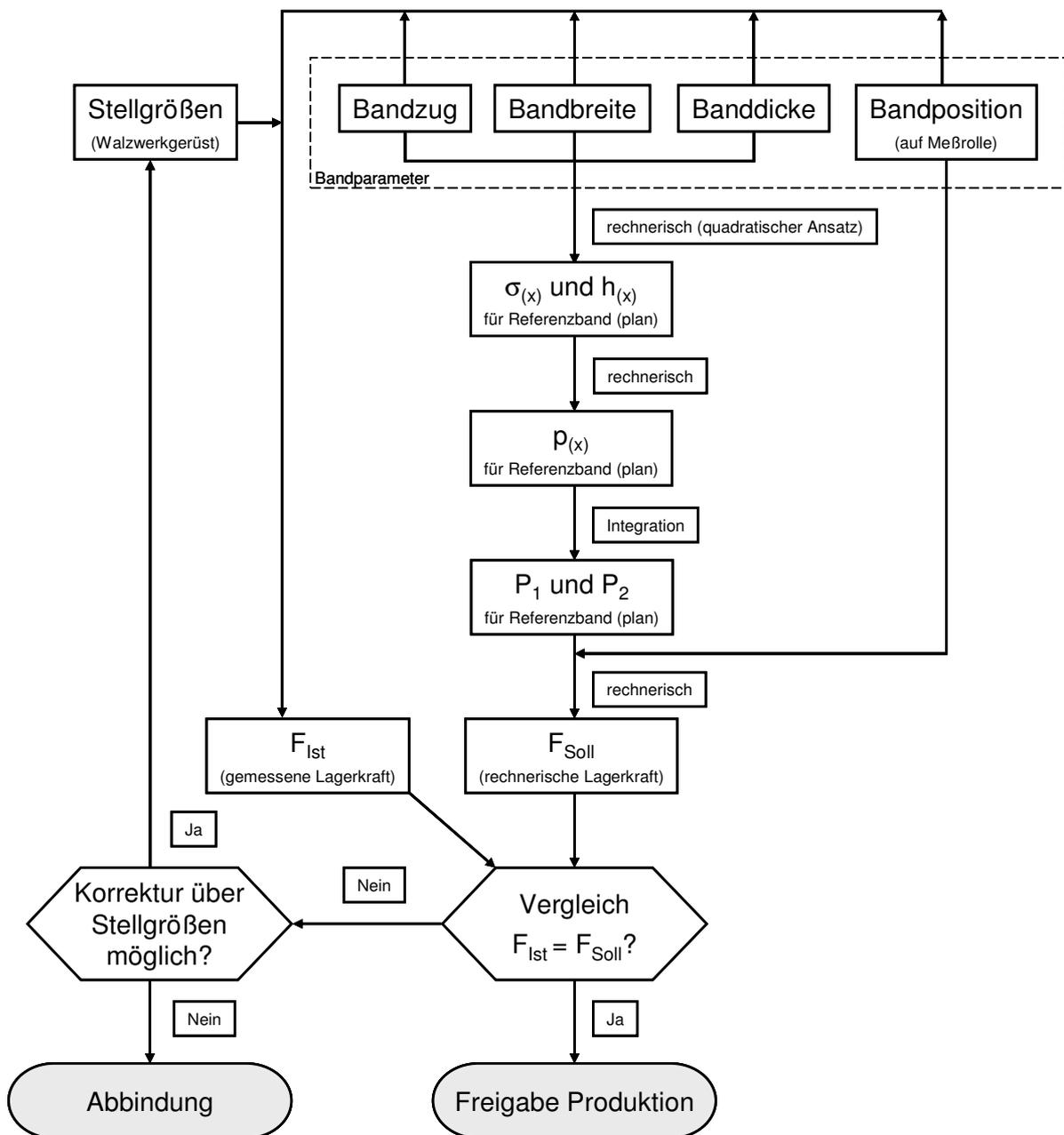


Bild 3-11: Planheitsregelroutine auf der Basis des Modellansatz

3.7 Fehlerabschätzung des Modellansatzes

Für eine gezielte experimentelle Untersuchung des methodischen Ansatzes einer indirekten Planheitsbestimmung durch die Messung von Lagerkräften ist es sinnvoll, den entwickelten Modellansatz vorab mittels einer theoretischen Fehlerbetrachtung qualitativ abzuschätzen, um somit signifikante bzw. weniger signifikante Einflußfaktoren und Störgrößen zu definieren und darauf die im Rahmen dieser Arbeit durchzuführenden Versuchsreihen abzustimmen.

Eine Betrachtung des Modellansatzes zeigt dabei verschiedene abzuschätzende Möglichkeiten von systematischen Fehlern auf, die sowohl vom Meßobjekt als auch von der Meßapparatur ausgehen können und sich entsprechend der nachfolgenden Ursachengruppen klassifizieren lassen:

- Bandparameter
- Materialkennwerte
- Rechnerische Erfassung der Lagerkräfte

Zur Abschätzung dieses Fehlerpotentials bietet sich eine Berechnung des möglichen Maximalfehlers bzw. relativen Maximalfehlers mit Hilfe des linearen Fehlerfortpflanzungsgesetzes an, wodurch sichergestellt wird, daß die realen Werte mit der errechneten oberen Fehlergrenze eingeschlossen werden [Papu04; ProP94].

Bandparameter

Die im Modellansatz für die Planheitsbestimmung relevante Berechnungsgröße P (resultierende Einzelkraft) ergibt sich nach den **Gleichungen (3.1)** und **(3.15)** aus der Bandzugspannungsfunktion $\sigma(x)$ und dem Verlauf der Banddicke $h(x)$, die wiederum von den prozeßbedingten Bandparametern Bandbreite b , Banddicke h und der Bandzugkraft F_{Zug} sowie der Position des Bandes auf Meßrolle abhängen bzw. aus diesen entwickelt werden.

Die diese Faktoren betreffenden Fehlermöglichkeiten resultieren aus den meßtechnischen Ungenauigkeiten der zur Erfassung der Bandparameter einzusetzenden Meßeinrichtungen. Demnach betragen die Meßungenauigkeiten der nach dem Stand der Technik verwendeten Meßaggregate üblicherweise $\leq 0,3 \%$ bei der Erfassung von Bandzugkräften bzw. $\leq 0,1 \%$ bei der Bandbreiten- und Banddickenmessung sowie der Bandkantenerfassung. [Emg04; Irm08; Rhag99; Zwin02]

Die auf Basis dieser möglichen apparativen Meßgenauigkeiten mittels linearem Fehlerfortpflanzungsgesetz durchgeführte Fehlerberechnung ergibt für die resultierende Einzelkraft P nach der folgenden **Gleichung (3.23)** einen möglichen relativen Maximalfehler von 0,7%.

$$\left| \frac{\Delta P}{P} \right| = \left| \frac{\Delta F_{Zug}}{F_{Zug}} \right| + \left| \frac{\Delta h}{h} \right| + \left| \frac{\Delta b}{b} \right| + \left| \frac{\Delta h}{h} \right| + \left| \frac{\Delta x}{x} \right| \quad (3.23)$$

Materialkennwerte

Der einzige in dem Modellansatz auftretende und im Rahmen einer Fehlerabschätzung zu untersuchende Materialkennwert ist der Elastizitätsmodul, für den z.B. bei der Betrachtung ferritischer Stähle in der Regel ein konstanter Wert von 210 kN/mm² angesetzt wird [SchBa05]. Durch eingehende Untersuchungen für Feinbleche verschiedener Legierungen wurde im Gegensatz dazu dokumentiert, in welchem Maße der E-Modul sowohl von der Temperatur als auch von Grad und Richtung der Verformung des relevanten Materials abhängt. Demnach sinkt der E-Modul unabhängig von der Stahlsorte im Mittel um ca. 0,1 kN/mm² je 1 Kelvin Temperaturerhöhung. Weiterhin erfolgt durch plastische Verformung eine Verringerung des E-Moduls, die für verschiedene ferritische Stähle bereits ab Umformgraden von wenigen Prozent nachgewiesen werden konnte, dagegen aber bei Warmband und austenitischen, nichtrostenden Stählen nur sehr gering ausfällt. [EvSo04, VlaSch07]

Trotz dieser Erkenntnisse hat eine Veränderung des E-Moduls aufgrund der plastischen Verformung und der Bandtemperaturerhöhung infolge der Umformwärme beim Flachwalzen keinen Einfluß auf die für die Bandplanheit und den Modellansatz relevante Verteilung der Bandzugspannung, da eine Verringerung des E-Moduls für alle Bandfasern über die Bandbreite gleichermaßen erfolgt. Dasselbe gilt für die Betrachtung von eventuellen Relaxationserscheinungen, die beim Stahl ohnehin erst ab Temperaturen von > 400 Kelvin und somit theoretisch nur bei der Warmbandproduktion auftreten können [GrFe07].

Aufgrund dieser qualitativen Abschätzung kann der E-Modul des Bandmaterials als mögliche Fehlergröße für den Modellansatz ausgeschlossen werden, solange nicht eine große Ungleichmäßigkeit der Temperaturverteilung über die Bandbreite vorliegt,

wie sie durch eine thermische Walzenbombierung bzw. Verwendung einer Vielzonenkühlung verursacht werden kann. In diesem Fall stellt der über die Bandbreite inhomogene E-Modul in Verbindung mit der unterschiedlichen thermischen Längenausdehnung ε_T der einzelnen Bandfasern einen Fehlerfaktor dar, der mit Hilfe des entwickelten Modellansatz genauso wenig erfaßt werden kann, wie durch andere Planheitsmeßsysteme nach dem Stand der Technik.

Separat zu dem E-Modul des verarbeiteten Bandmaterials ist noch der eventuelle Einfluß auf den Modellansatz durch den ebenfalls temperaturveränderlichen E-Modul des Meßrollenkörpers, der sich infolge des kontinuierlichen Bandkontaktes gleichermaßen erwärmt, zu betrachten. Eine mit dem Rechenalgorithmus des Modellansatzes für verschiedene E-Moduln durchführbare Untersuchung ergibt dabei eine völlige Unabhängigkeit der Ergebnisse von Veränderungen des E-Moduls der Meßrolle, was sich allein rechnerisch dadurch erklärt, daß der E-Modul bei dem zur Berechnung der theoretischen Lagerreaktionskraft verwendeten Kraftgrößenverfahren gleichermaßen Einfluß auf die Verformung des statisch bestimmten Hauptsystems, **Gleichung (3.19)**, und des virtuellen Systems, **Gleichung (3.20)**, hat und sich somit in der **Gleichung (3.22)** kürzen läßt.

Eine Ausnahme ergibt sich aber für die Möglichkeit, daß der Meßrollenkörper aus mehreren verschiedenen Materialien aufgebaut ist und z.B. Rollenballen und Rollenzapfen unterschiedliche E-Moduln besitzen, die sich bei Temperaturerhöhung nicht adäquat verringern. In diesem Fall muß zur Fehlervermeidung das Temperaturverhalten der einzelnen E-Moduln bekannt sein und im Rechenalgorithmus des Modellansatzes berücksichtigt werden.

Rechnerische Erfassung der Lagerkräfte

Eine Kernkomponente des in dem Modellansatz zur rechnerischen Erfassung der Lagerreaktionskräfte angewandten Kraftgrößenverfahrens ist die in den Lagerpunkten auszuschließende Verformung bzw. Vertikalverschiebung der als statisch gelagerter Balken angenommenen Meßrolle. Aufgrund von möglichen Lagertoleranzen und infolge einer weggebundenen Messung der Lagerreaktionskräfte können aber in der Praxis sehr wohl Verschiebungen der nach dem idealisierten Modellansatz als vertikale Fixpunkte behandelten Rollenlager auftreten, so daß hiervon ein genauer zu betrachtendes Fehlerpotential ausgeht.

Zur qualitativen Fehlerabschätzung einer derartigen Vertikalverschiebung wurde daher exemplarisch das durch Stauchung eines zur Lagerkrafterfassung verwendeten Kraftsensors bedingte Absinken des Meßlagers untersucht, indem anhand eines Belastungsbeispiels die durch den Rechenalgorithmus des Modellansatzes, **Anhang A**, berechnete Meßlagerkraft mit denen über ein numerisches Lösungsverfahren für verschiedene elastische Nachgiebigkeiten des Kraftsensors [LePf00] ermittelten Werte verglichen wurden. Das nachfolgende **Bild 3-12** zeigt die für eine 140 mm vom linken Ballenrand aufgebrachte Rollenbelastung von 5 kN ermittelten Abweichungen, die in Form des relativen Fehlers für eine ansteigende Nachgiebigkeit des Kraftsensors dargestellt sind.

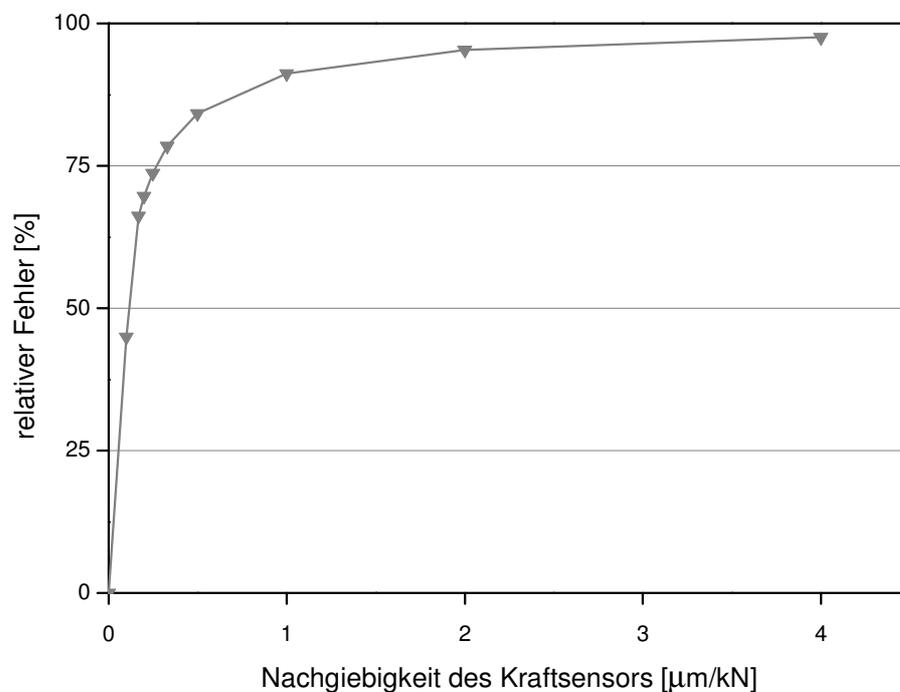


Bild 3-12: Relativer Fehler der theoretischen Meßlagerkraft infolge von verschiedenen Nachgiebigkeiten des Kraftsensors

Anhand dieser theoretischen Fehlerbetrachtung wird deutlich, daß eine reale Abweichung von der nach dem idealisierten Modellansatz her auszuschließenden Vertikalverschiebung der Lagerpunkte eine bedeutende Einflußgröße darstellt, die in dem betrachteten Beispiel mit zunehmendem Grad der Lagerabsenkung einen Relativfehler von annähernd 100 % zur Folge haben kann.

3.8 Bewertung des Modellansatzes

Der vorgestellte Modellansatz, der unter maßgeblicher Berücksichtigung der in **Kapitel 3.1** ausgearbeiteten Parametervorgaben entwickelt wurde, weist seine beiden Hauptcharakteristika in einem quadratischen Funktionsansatz für die Bandzugspannung und den Banddickenverlauf sowie in der Wahl von Lagerreaktionskräften als meßtechnisch erfaßbare Hilfsgrößen auf, so daß eine dahingehende Betrachtung bei der Bewertung des Modellansatzes sinnvoll ist.

Bezüglich der idealisierten Annahme eines quadratischen Ansatzes für die Funktion der Bandzugspannung und des Banddickenverlaufs, deren grundsätzliche Legitimation in **Kapitel 3.3** nachgewiesen wurde, bietet sich ein Vergleich mit den Planheitsmeßrollen nach dem Stand der Technik an, mit denen sich jede beliebige Bandzugspannungsverteilung über die Bandbreite erfassen und als Zustand der Bandform deuten läßt. Dieses hohe Auflösungsvermögen und der damit verbundene technische Aufwand eröffnen aber in Hinblick auf eine spontane Planheitskorrektur keine zusätzlichen Möglichkeiten, da die im Walzgerüst zur Verfügung stehende Stellgrößen, wie gezeigt, lediglich eine mit einer quadratischen Funktion zu beschreibende Änderung der Bandzugspannungsverteilung zur Folge haben.

Eine hypothetische Ausnahme stellt die Planheitsbeeinflussung über die thermische Walzenbombierung dar, mit dem sich bei entsprechender Einstellung der Vielzonenkühlung auch Bandzugspannungsverteilungen vom dritten oder höheren Grade eventuell realisieren ließen, was aber technisch nicht sinnvoll ist, so daß von dieser theoretische Stellmöglichkeit in der Praxis kein Gebrauch gemacht wird. Zusammenfassend läßt sich somit bewerten, daß die idealisierte Annahme eines quadratischen Ansatzes für die Belastungsfunktion gegenüber einer exakten Ermittlung nicht zu Nachteilen führt, da die von Stressometerrollen darüber hinausgehend gelieferten Daten lediglich der Information dienen, aber keine weitergehende, spontane Einflußnahme auf die Form des Bandes ermöglichen.

Betrachtet man in diesem Zusammenhang die Art, in der die von den Planheitsmeßrollen nach dem Stand der Technik über Radialkräfte ermittelte Bandzugspannungsverteilung interpretiert und dargestellt wird, erlaubt dies die Bewertung eines weiteren Spezifikums des Modellansatzes, welches sich durch die in **Kapitel 3.4** beschriebene Erfassung einer relativen Planheit in Form von Lagerkraftabweichung darstellt.

Diesem Ansatz, wonach ein Planheitsmeßgerät keine absoluten Werte der Zugspannungsverteilung messen muß, um eine Abweichungen von einer homogenen Verteilung als Maß für die Bandplanheit darzustellen, tragen auch die meisten hoch technologisierten Planheitsmeßsysteme wie, z.B. vom Typ Stressometer, SI-Flat, etc., Rechnung, indem die von ihnen erfaßten Werte in der Regel als Differenz von der mittleren Bandzugspannung und somit ebenfalls lediglich als Abweichung von einem Soll-Wert dargestellt werden [AnSu05; Asea85; www005]. Hieraus läßt sich schließen, daß die Ermittlung und Deutung der relativen Bandplanheit über die Erfassung der Abweichungen von einer Soll-Lagerkraft keinen praxisrelevanten Nachteil gegenüber der Planheitsinterpretation der Planheitsmeßsysteme nach dem Stand der Technik hat.

Die Eignung von Lagerreaktionskräften als Hilfsgrößen zur Erfassung der Bandplanheit wurde in **Kapitel 3.2** grundsätzlich nachgewiesen, wobei aber die Frage unbehandelt blieb, inwiefern sich durch den der Messung von Lagerkräften zugrunde liegenden, idealisierten Ansatz eines statischen Belastungsfalls geeignete Rückschlüsse auf den dynamischen Prozeß einer rotierenden Meßrolle ziehen lassen.

Zur Verifikation dieses Ansatzes wurde anhand einer exemplarischen Rollengeometrie der Einfluß der Rotationsgeschwindigkeit auf die Lagerreaktionskräfte für verschiedene Belastungszustände über eine numerisch basierte Simulation ermittelt. Die mit der Finite-Elemente-Methode berechneten Ergebnisse, die den vorab entwickelten Rechenalgorithmus, **Anhang A**, bestätigen, sind in **Bild A-1** im Anhang dargestellt. Hieraus ergibt sich, daß der Einfluß der Zentrifugalkräfte aus der Wellenrotation auf die Lagerreaktionskräfte bzw. deren Anstieg bei einer Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit von 0 auf 500 U/min unter 0.25 % liegt und daher vernachlässigt werden kann. Der Rückschluß von einem dem Modellansatz zugrunde liegenden statischen Berechnungsansatz auf den dynamischen Prozeß einer rotierenden Meßrolle ist somit zulässig.

Dieser Nachweis wird zum einen durch die in der Praxis gängige Vorgehensweise bei der Auslegung von schnell rotierenden Wellen, wie z.B. Getriebe- und Rotorwellen, bestätigt, bei der ebenfalls unter Anwendung der Differentialgleichung der Biegelinie dynamische Prozesse über einen statischen Berechnungsansatz abgebildet werden [HaB005]. Zum anderen werden in der Flachbandproduktion schon seit Anfang der 70er Jahre standardmäßig Bandzüge von einer einfachen, statischen

Betrachtung ausgehend über die Messung von Lagerquerkräften einer rotierenden Rolle, **Gleichung (3.3)**, mit hoher Genauigkeit erfaßt [Zwin82].

Wie sich zeigt, wird die Verwendung eines kontinuierlich-mechanischen Modellansatzes durch technische Gesetzmäßigkeiten und durch den bewährten Praxiseinsatz artverwandter Verfahren gestützt. Während dabei der Schluß von einer Linienlast auf die Querkraftbelastung einer Rolle als Elementarbestandteil der technischen Festigkeitslehre hinreichend bewiesen ist, **Gleichung (3.2)**, besteht dagegen Ungewißheit darüber, inwiefern sich die Erfassung der Bandplanheit durch die Messung von Lagerreaktionskräften in einem dynamischen Prozeß mit hinreichender Genauigkeit darstellen läßt. Eine gezielte Analyse von möglichen Einflußfaktoren und Störgrößen muß sich daher neben der meßtechnischen Erfassung der Bandparameter auf die Untersuchung der Lagerkraftmessung konzentrieren.

Die in diesem Zusammenhang für den Modellansatz vorab durchgeführte theoretische Fehlerabschätzung offenbart, daß das Fehlerpotential infolge möglicher Meßungenauigkeiten bei der Bandparametererfassung unmaßgeblich ist im Vergleich zu den Fehlerwerten, die durch eine vertikale Verschiebung der Lagerpunkte verursacht werden können. Die im Rahmen dieser Arbeit durchzuführenden Versuchsreihen haben somit insbesondere der Untersuchung dieser signifikanten Fehlerquelle Rechnung zu tragen, um dadurch geeignete Adaptierungs- und Optimierungsansätze für eine auf der Basis des entwickelten Modellansatzes betriebenen Einrichtung zur Messung der Bandplanheit zu erarbeiten.

4 VERSUCHSPLANUNG UND VERSUCHSAUFBAU

Für die experimentelle Betrachtung des in **Kapitel 3** entwickelten Modellansatzes war es das Ziel, einen Versuchsstand zu konzipieren, auf dem die durch verschiedene Bandzugspannungsverteilungsverhältnisse auf eine Rolle wirkenden Einzelkräfte simuliert und gemessen werden können.

Zu diesem Zweck wurde ein vorhandener Prüfstand zur rollenbasierten Erfassung einer Bandtemperaturverteilung beim Flachwalzen am Institut für Produktionstechnik und Logistik (IPL, Fachgebiet Umformtechnik) der Universität Kassel entsprechend modifiziert, wobei, soweit möglich auf vorhandene Apparaturkomponenten zurückgegriffen wurde. **Bild 4-1** zeigt die in diesem Rahmen konzipierte Versuchsanordnung, deren zentraler Bestandteil der Versuchsstand (1) inklusive Planheitsmeßrolle und Drehstrommotor (2) für den Rollenantrieb darstellt.



Bild 4-1: Versuchsanordnung zur Simulation und Messung von Bandplanheit

Die Stromversorgung und der Frequenzumrichter für den Drehstrommotor/Rollenantrieb sind in einem separaten Schaltschrank untergebracht (3), der weiterhin die Netzstromversorgung für die Meßverstärkereinheit (4) und für die Rechnertechnik (5) inklusive Monitor beinhaltet.

4.1 Versuchsstand

Die Kernkomponente des in **Bild 4-2** dargestellten Versuchsstandes ist die Planheitsmeßrolle (1), die an den beidseitigen Rollenzapfen jeweils mit einem Zylinderrollenlager gelagert wird, von denen eines als Festlager und das andere als Loslager fungiert. Diese Zylinderrollenlager sind in der rechten und linken Seitenplatte des Versuchsstandrahmens (2) eingebaut und werden daher ebenso wie die beiden äußeren Rollenzapfen durch die Rahmenkonstruktion verdeckt.

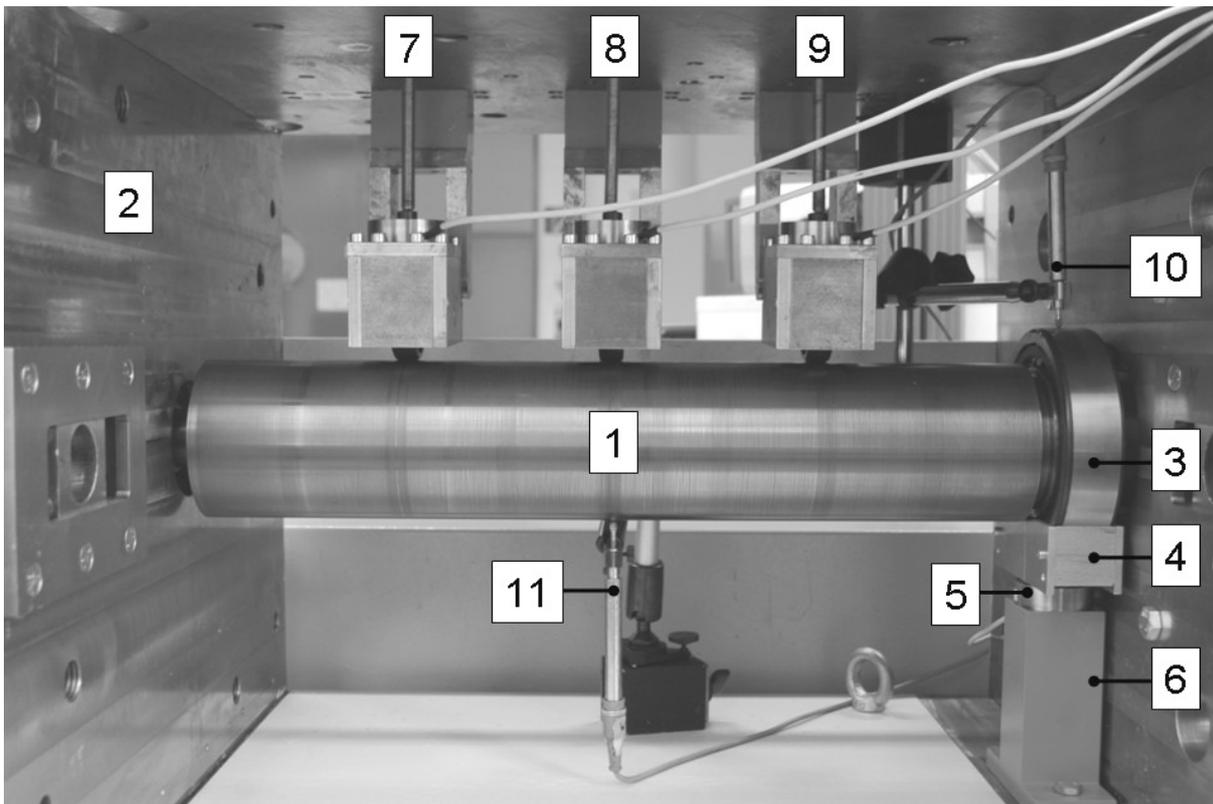


Bild 4-2: Versuchsstand – Rückseitenansicht

Der Rahmen des Versuchsstandes wird durch eine Boden- und eine Deckenplatte sowie durch eine Querstrebe auf der Vorderseite bzw. zwei Querstreben auf der Rückseite komplettiert. In **Bild 4-2**, das den Versuchsstand von der Rückseite zeigt, sind die beiden Querstreben entfernt, um einen unverbauten Blick auf die einzelnen Komponenten des Versuchsstandes werfen zu können.

Der Rahmen ist aus St 37 Normalstahl gefertigt und mit Materialstärken von 55 mm (Seiten- und Deckenplatte) und 60 mm (Bodenplatte) besonders biegesteif ausgeführt, wodurch ein Aufbiegen der Rahmenkonstruktion unter hoher Rollenlast verhin-

dert wird, was zu einer unbeherrschbaren Verfälschung der Meßergebnisse führen würde.

Neben den beiden in den Seitenplatten untergebrachten Lagern wird die Meßrolle, wie in **Kapitel 3.4** beschrieben, durch ein drittes, als Meßlager fungierendes Zylinderrollenlager geführt (3), das auf dem von der Vorderseite des Versuchsstandes aus gesehenen linken Rollenzapfen plaziert ist und als Loslageranordnung die Welle nur in vertikaler Richtung fesselt. Dieses Meßlager wird von einer Lagerschale (4) getragen und geführt, welche wiederum auf einem Kraftsensor (5) verschraubt ist, der die bei Rollenbelastung im Meßlager induzierten Lagerreaktionskräfte mißt. Die Kraftmeßdose ist auf einem mit der Bodenplatte des Versuchsstandes verschraubten Lagersattel (6) fixiert, so daß das Gesamtarrangement aus Lagerschale, Lagersattel und Kraftmeßdose als kombinierter Lagerunterbau und Kraftmeßdosenaufnahme fungiert.

Zur Simulation der durch verschiedene Bandzugspannungsverhältnisse auf die Planheitsmeßrolle wirkenden Einzelkräfte ist der Versuchsstand mit drei Kraft-einleitungseinheiten versehen (7,8,9), mit denen die Meßrolle an verschiedenen Position senkrecht von oben mit Kraft beaufschlagt werden kann. Der Aufbau der Kraft-einleitungseinheiten wird dem später folgenden **Kapitel 4.1.3** im Detail beschrieben.

Zur Bestimmung der durch die Kraftbeaufschlagung bewirkten Rollendurchbiegung und zur Messung von Vertikalbewegungen des Meßlagers kann der Versuchsstand durch zwei Wegaufnehmer ergänzt werden, die über dem Meßlager (10) und unter dem Rollenballen (11) angebracht werden. Die Wirkungsweise und die Kennwerte der Weggeber sind dem **Kapitel 4.2.1** zu entnehmen.

4.1.1 Planheitsmeßrolle

Bei der konstruktiven Auslegung der Planheitsmeßrolle war es zum einen das Ziel, ein Augenmerk auf die grundlegenden Anforderungen möglicher Anwendungsfälle in der Praxis zu legen, zum anderen waren aber den geometrischen Gestaltungsmöglichkeiten durch die Verwendung eines bereits vorhandenen Prüfstands als Basis für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Versuchsapparatur zum Teil Grenzen gesetzt. So konnte aufgrund der durch den bestehenden Versuchsstandrahmen vorgegebenen Einbaumaße der Meßrolle nur eine maximale Ballenlänge von 560 mm rea-

lisiert werden. In Hinblick auf den theoretischen Betrachtungsfall eines zukünftigen Praxiseinsatzes entspricht dies einer Auslegung der Meßrolle für die Verarbeitung von Kaltmittelband, d.h. für Bandbreiten in der Regel unter 550 mm [DIN 10140]. Im Verhältnis zu seiner Länge wurde der Durchmesser des Rollenballens mit 110 mm relativ groß dimensioniert, was aus der Durchmesserangabe des größeren der beiden nachfolgend behandelten Rollenzapfen resultiert.

Bei der Auslegung der beiden Rollenzapfen waren die Lagerabmessungen bzw. die Lageraufnahmebohrungen in den Rahmenseitenplatten des vorhandenen Basisprüfstands maßgeblich, wodurch sich für den das Fest- und das Meßlager aufnehmenden linken Rollenzapfen ein Durchmesser von 80 mm bzw. 90 mm und für den das einzelne Loslager tragende rechten Rollenzapfen ein Durchmesser von 40 mm ergab. Aufgrund der deutlichen Durchmesserunterschiede zwischen den beiden Rollenzapfen folgt eine für den Modellansatz günstige höhere Biegesteifigkeit des linken Rollenzapfens gegenüber dem rechten, die bewirkt, daß die unter dem linken Loslager (Meßlager) zu messenden Lagerreaktionskräfte in Abhängigkeit von unterschiedlichen auf die Meßrolle wirkenden Belastungen stärker variieren, was die Meßgenauigkeit bei der Planheitsmessung erhöht. Den gleichen Effekt erzielt auch die enge Anordnung des Meß- und Festlagers auf dem linken Lagerzapfen mit einem geringen Mittelabstand der beiden Lager von 56,4 mm. Im Gegensatz dazu ergibt sich aus dem oben genannten Verhältnis zwischen Länge und Durchmesser des Rollenballens für diesen eine relativ hohe Biegesteifigkeit, die dem entwickelten Modellansatz zur möglichst exakten Bestimmung der Bandplanheit nicht entgegenkommt. Die Konstruktionszeichnung der Meßrollen, der alle relevanten Abmessungen zu entnehmen sind, befindet sich im **Anhang B**.

Die Meßrolle wurde aus einem maßänderungsarmen Kaltarbeitsstahl mit der Normbezeichnung 1.2842 (90MnCrV18) gefertigt und anschließend mittels Gasnitrieren verzugsarm oberflächengehärtet [DIN 4957], um die Verschleißigenschaften der Rollenoberfläche zu verbessern und ein lastbedingtes Eindringen der Krafteinleitungseinheit in die Ballenoberfläche zu verhindern.

4.1.2 Rollenlagerung

Die Lagerung der Meßrolle erfolgt wie voranstehend beschrieben über drei Wälzlager, von denen eines als Festlager und zwei als Loslager fungieren. Zur Auswahl der

für diese Fest-Los-Los-Lageranordnung geeigneten Lagertypen ist zunächst die Festlegung der grundsätzlichen Lagerbauart notwendig. Aufgrund der radialen Kraftbeaufschlagung der Meßrolle sind für diesen Belastungsfall Radiallager am besten geeignet, wobei die Radialrollenlager bei höheren Lasten den Radialkugellagern vorzuziehen sind. Für die Verwendung als Loslager sind laut der Herstellerfirma FAG Kugelfischer AG, Schweinfurt, Zylinderrollenlager vom Typ N und NU ideal, da diese nur radiale Kräfte aufnehmen können. Als Festlager eignen sich dagegen besonders die Zylinderrollenlager vom Typ NUP, die sowohl radial, als auch axial belastbar sind [FAG1].

Zur Beurteilung der beiden aus dem Basisprüfstand vorhandenen Rollenlager (linkes Fest- und rechtes Loslager) und zur Bestimmung des richtigen Meßlagertyps war eine vorherige Dimensionierungsbetrachtung der einzelnen Lager notwendig, bei der die Anforderungen, u.a. an die Lebensdauer, und die erwarteten Betriebsbedingungen abgeschätzt werden, um ein Versagen der Lager aufgrund von zu hoher Last oder vorzeitiger Materialermüdung zu vermeiden.

Für die Dimensionierungsrechnung dynamisch beanspruchter Wälzlager gibt es ein genormtes Berechnungsverfahren, mit dem sich die Lebensdauer eines Lagers in Abhängigkeit von der Lagerbelastung bestimmen läßt [DIN 281]. Die nach diesem Berechnungsverfahren angewandte Lebensdauerberechnung ist im Lagerherstellerkatalog detailliert hergeleitet und läßt sich auf die folgende **Gleichung (4.1)** reduzieren [FAG2]:

$$f_L = C/P_L * f_n \quad (4.1)$$

Die dynamische Tragzahl C ist eine Lagerkenngröße, die derjenigen Lagerbelastung entspricht, bei der sich eine nominelle Lagerlebensdauer von 10^6 Umdrehungen ergibt. Die dynamische äquivalente Belastung P_L ergibt sich für einen dynamischen Belastungsfall aus den radialen und axialen Belastungsanteilen eines Lagers und entspricht bei einer rein radialen Lagerbelastung der auf das Lager wirkenden Radialkraft F_R bzw. der diskreten Querkraft bei einer senkrecht auf die gelagerte Rolle wirkenden Radialkraft.

Die dynamische Kennzahl f_L gibt den Wert an, der für eine richtig dimensionierte Lagerung erreicht werden soll und ergibt sich aus Erfahrungen mit gleichen oder ähnli-

chen Lagerungen, die sich in der Praxis bewert haben. Mit Hilfe der dynamischen Kennzahl f_L läßt sich auch die nominelle Lebensdauer L_h einer Lagerung ermitteln, deren beider Werte einer entsprechenden Tabelle im Lagerherstellerkatalog zu entnehmen sind, ebenso wie der Drehzahlfaktor f_n , der in Abhängigkeit von der zu leistenden Umdrehungsgeschwindigkeit steht. [FAG2]

Für eine möglichst praxisnahe Auslegung der Meßrollenlagerung galt es daher, Lager auszuwählen, die sowohl den zur Zeit in einem Produktionseinsatz herrschenden Bedingungen als auch dem Zukunftstrend zu immer höherfesten Stahlsorten und den damit verbundenen größeren Lagerbelastungen aufgrund höherer Bandzüge Rechnung tragen. Die nach diesen Gesichtspunkten jeweils für die drei Meßrollenlager durchgeführte Lagerdimensionierung ist nachfolgend anhand des Festlagers beispielhaft dargestellt:

Die dynamische Kennzahl ist für Walzwerks- und Hütteneinrichtungen im Lagerherstellerkatalog [FAG2] mit einem Richtmittelwert von $f_L = 3$ angegeben, was eine nominelle Lebensdauer des Lagers von $L_h = \sim 20000$ Stunden ergibt. Zur Ermittlung des Drehzahlfaktors f_n wurde für einen Praxiseinsatz der Meßrolle eine durchschnittliche Bandgeschwindigkeit von 1000 m/min angenommen, was bei dem gegebenen Meßrollenradius von 55 mm einer Umdrehungsgeschwindigkeit von 2894 min^{-1} entspricht. Für diese Umdrehungsgeschwindigkeit wurde aus der Dimensionierungstabelle für Rollenlager ein Drehzahlfaktor von $f_n = 0,262$ ermittelt [FAG2]. Nach Einsetzen der somit bestimmten Werte in die **Gleichung (4.1)** ergibt sich ein Verhältnis zwischen der dynamischen Tragzahl C und der dynamischen äquivalenten Belastung P_L von $C/P_L = 11,45$.

Zur groben Abschätzung eines praxisadäquaten Wertes der dynamischen äquivalenten Belastung wurde mit Hilfe der **Gleichung (4.2)** die auf die Meßrolle wirkende Radialkraft in Abhängigkeit eines gängigen Haspelzuges von 5 Tonnen = 5 kN ermittelt [Asea85].

$$F_R = F_{Zug} * 2 * \sin \frac{\alpha_u}{4} \quad (4.2)$$

Für eine Rollenumschlingung des Kaltbandes mit einem Winkel von 70° und unter der Annahme gleichgroßer Bandablenkwinkel vor und hinter der Meßrolle ergibt sich eine auf die Meßrolle senkrecht wirkende Radialkraft von 3,0 kN, für die mit Hilfe des

in **Kapitel 3.5** entwickelten Algorithmus, **Anhang A**, die theoretischen Lagerkräfte ermittelt wurden. Hierfür wurde die Radialkraft unter Annahme eines absolut planen Bandes in zwei Teilradialkräfte von jeweils 1,5 kN aufgeteilt und an zwei gleichmäßig verteilten Rollenbelastungsschwerpunkten angesetzt. In diesem Belastungsfall errechnet sich für die auf das Festlager wirkende dynamische äquivalente Belastung ein theoretischer Wert von $P_L = 3738 \text{ N}$, aus dem sich eingesetzt in das ermittelte C/P_L -Verhältnis von 11,45 eine dynamische Tragzahl von $C = 42800 \text{ N}$ ergibt, die das auszuwählende Zylinderrollenlager mindestens aufweisen muß.

Um auf dem Versuchsstand auch größere Lastbeaufschlagungen in Hinblick auf die bereits angesprochenen höherfesten Stahlsorten der Zukunft, den Einsatz von großen Banddicken und einen möglichen Einbauort der Meßrolle nicht nur vor dem Haspel, sondern auch zwischen den Walzgerüsten simulieren zu können, wurden für die Lagerauslegung zusätzlich theoretische Bandzüge bis 20 Tonnen betrachtet, für die sich eine dynamische Tragzahl von 171,613 kN errechnet. Ein Abgleich mit den für das vorhandene Festlager im Herstellerkatalog angegebenen Lagerdaten ergibt, daß dieses Zylinderrollenlager vom Typ NUP2216ECP eine dynamische Tragzahl von 186 kN aufweist und somit ausreichend dimensioniert ist [FAG3]. Von einer zusätzlichen rechnerischen Berücksichtigung wechselnder Belastungs- und Drehzahlzustände kann abgesehen werden, soweit die für die Lagerauslegung angenommenen Bandzug- und Drehzahlmaximalwerte nicht überschritten werden.

Zur Vervollständigung einer Lagerdimensionierung wird üblicherweise zusätzlich eine sogenannte "Erweiterte Lebensdauerberechnung" durchgeführt, bei der neben der reinen Lagerbelastung noch weitere Betriebseinflüsse wie z.B. der Zustand der Schmierstoffe berücksichtigt werden. Bei der eben beschriebenen Auslegung der Meßrollenlager wurde auf die Berechnung der erweiterten Lebensdauer bewußt verzichtet, da diese unter normalen Einsatzbedingungen nur ca. 10 % unter der nominalen Lebensdauer liegt, was in dem betrachteten Lagerauslegungsfall immer noch einer weit ausreichenden Lebensdauer von ca. 18000 Stunden entspricht. [DIN 281; FAG2]

Die Beurteilung bzw. die Auswahl des vorhandenen Loslagers und des Meßlagers erfolgte entsprechend der für das Festlager ausführlich dargelegten Berechnung, aber unter Berücksichtigung der notwendigen Eignung als Loslager (Auswahl eines NU-Lagers).

Die aufgrund der durchgeführten Dimensionierungsberechnungen für die Lagerung der Meßrolle verwendeten Zylinderrollenlager sind zusammen mit den entsprechenden Lagerkenndaten in der nachfolgenden **Tabelle 4-1** aufgeführt. Hierbei entspricht das Loslager 1 dem auf dem linken Rollenzapfen platzierten und als Meßlager fungierenden Loslager und das Loslager 2 dem verbleibenden Loslager auf dem dünneren rechten Rollenzapfen. Die aufgeführte Toleranzklasse ist ein Maß für die Fertigungs- und Lauftoleranz eines Wälzlagers und entspricht mit der Bezeichnung PN der im Maschinenbau geforderten Normaltoleranz. Dasselbe gilt für das Luftgruppenmaß CN, wobei die Luftgruppe die Toleranzen der in diesem Fall radialen Lagerluft G_r definiert, die als Maß gilt, um das sich ein Lagerring gegenüber dem anderen in radialer Richtung von der Endlage zur anderen verschieben läßt. [DIN 620; FAG4]

	Festlager links	Loslager 1	Loslager 2
Kurzbezeichnung	NUP2216ECP	NU2218ECP	NU208ECP
Lagerbohrung d_L	80 mm	90 mm	40 mm
Außendurchmesser D_L	140 mm	160 mm	80 mm
Lagerbreite B_L	33 mm	40 mm	18 mm
Dynamische Tragzahl C	186 kN	240 kN	53 kN
Grenzdrehzahl	4800 min ⁻¹	4300 min ⁻¹	9000 min ⁻¹
Toleranzklasse / Luftgruppe (radial)	PN / CN	PN / CN	PN / CN

Tabelle 4-1: Kenndaten der eingesetzten Meßrollenlager [FAG3]

4.1.3 Krafteinleitungseinheit

Die drei baugleichen Krafteinleitungseinheiten, mit denen der Versuchsstand ausgestattet ist, haben die Funktion, die Planheitsmeßrolle an verschiedenen Belastungspunkten senkrecht von oben mit Kraft zu beaufschlagen und somit die resultierenden Einzelkräfte zu simulieren, die durch ein die Meßrolle umschlingendes, unter Zug stehendes Stahlband erzeugt werden. Der Aufbau einer Krafteinleitungseinheit ist in **Bild 4-3** anhand einer Längsschnittzeichnung dargestellt.

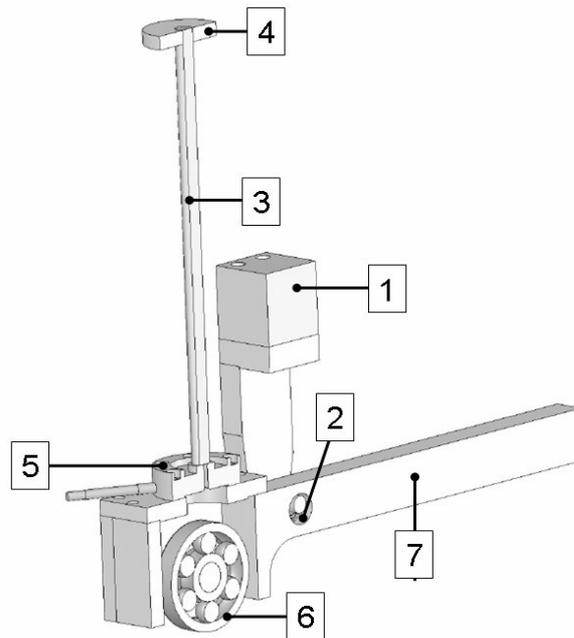


Bild 4-3: Kräfteinleitungseinheit – Schnitt durch die Längsachse

Die Kräfteinleitungseinheit ist über einen Verbindungsblock (1) an der Rahmendekkenplatte des Versuchstandes verschraubt und über eine Kippachse (2) freihängend über der Meßrolle positioniert. In der Deckenplatte ist im geringen Abstand zu der Verbindungsblockverschraubung eine weitere Gewindebohrung angeordnet, durch die eine Anstellgewindestange (3) geführt wird, an deren oberen Ende sich eine Anstellmutter (4) befindet und die am unteren Ende Kontaktschluß zu einer Kraftmeßdose (5) hat. Die Kraftmeßdose ist wiederum auf einem nach unten geöffneten Lagerkasten montiert, der innen ein kleines Wälzlager (6) trägt.

Durch Rechtsdrehung der Anstellmutter reduziert man das Höhenniveau der Anstellgewindestange, wodurch sich das Wälzlager absenkt, bis es Kraftschluß mit dem Meßrollenballen hat und diesen, unabhängig, ob die Meßrolle steht oder rotiert, mit einer Radialkraft belastet. Hierbei sind Aufbau und Positionierung der Kräfteinleitungseinheit so konzipiert, daß die Kraftbeaufschlagung genau senkrecht von oben auf die Meßrolle erfolgt. Die Höhe der aufgebrachten Kraft ist über die Anstellmutter stufenlos verstellbar und wird durch die Kraftmeßdose genau quantifiziert. Damit sich die Kräfteinleitungseinheit nicht allein schon durch das Eigengewicht um die Kippachse (2) drehend auf die Meßrolle absenkt und auf diese eine durch die Kraftmeßdose nicht erfaßbare Gewichtsbelastung ausübt, wird die Kräfteinleitungseinheit

durch ein jenseits der Kippachse angeordnetes rechteckiges Gegengewicht (7) komplettiert.

Als geeignetes Wälzlager für die Kraftbeaufschlagung der Meßrolle wurde ein Rillenkugellager ausgewählt, da diese besonders für hohe Drehzahlen geeignet sind, auf die aufgrund des großen Durchmesserunterschiedes im Vergleich zum Meßrollenballen achtzugeben war. Die Kenndaten des eingesetzten Lagertyps 6403 sind der nachfolgenden **Tabelle 4-2** zu entnehmen.

	Rillenkugellager
Kurzbezeichnung	6403
Lagerbohrung d_L	17 mm
Außendurchmesser D_L	62 mm
Lagerbreite B_L	17 mm
Dynamische Tragzahl C	22,4 kN
Grenzdrehzahl	28000 min ⁻¹
Toleranzklasse / Luftgruppe (radial)	PN / CN

Tabelle 4-2: Lagerkenndaten der Kraffteinleitungseinheit [FAG 5]

Auf eine Dimensionierungsberechnung entsprechend der Auslegung der Meßrollenlager wurde hier verzichtet, da die Kraffteinleitungseinheit inklusive des Lagers nur der experimentellen Simulation einer Einzelkraftbelastung dient und somit im Gegensatz zu der Meßrolle nicht Bauteil einer später in der Praxis einzusetzenden Planheitsmeßausrüstung ist, für die eine praxisnahe Lebensdauerbetrachtung durchgeführt werden muß.

Um auf dem Versuchsstand verschiedene Bandzugspannungsverhältnisse eines die Meßrolle umlaufenden Stahlbandes simulieren zu können, sind neben der per Anstellmutter stufenlos einstellbaren Höhe der Belastungskraft auch die Positionen der Kraffteinleitungseinheiten variabel. Dafür sind in der Deckenplatte des Versuchsstandrahmens verschiedene Gewindebohrungsanordnungen vorgesehen, mit

denen sich die Kräfteinleitungseinheiten an sieben verschiedenen Belastungspositionen anbringen lassen. **Bild 4-4** zeigt die in 70 mm-Abständen gleichmäßig über die Ballenbreite der Meßrolle verteilten Belastungspositionen 1 bis 7. Der Abstand der beiden Randpositionen 1 und 7 zum jeweiligen Ballenrand beträgt ebenfalls 70 mm.

Die durch Einzelkraftbelastung der Meßrolle in den Lagern erzeugten Lagerreaktionskräfte sind mit der jeweiligen Wirkrichtung durch die Pfeile A (Meßlager), B (rechtes Loslager) und C (Festlager) symbolisiert dargestellt.

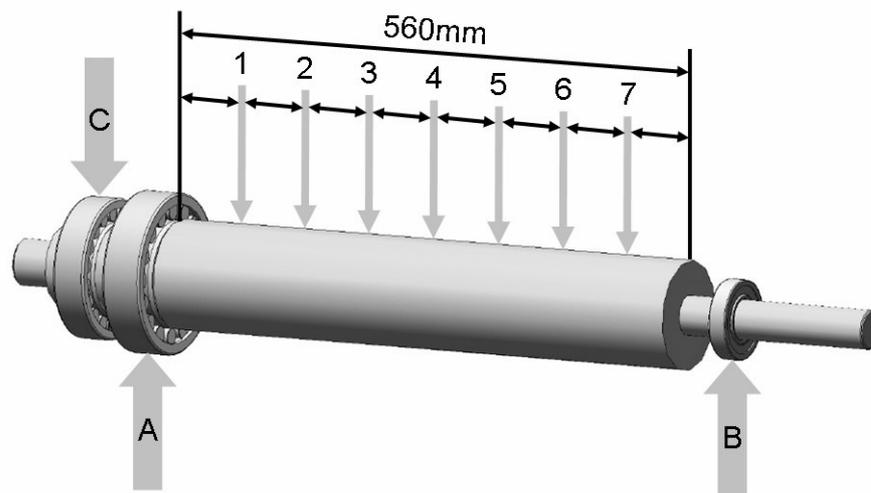


Bild 4-4: Darstellung der Belastungspunkte auf dem Rollenballen

4.1.4 Meßrollenantrieb

Für den Antrieb der Meßrolle ist der Versuchsstand mit einem 15 kW-Drehstrommotor ausgestattet, der an einem Tragrahmen befestigt und über vier Distanzbuchsen mit dem Versuchsstandrahmen fest verschraubt ist. Bei dem verwendeten Antrieb handelt es sich um einen Drehstrom-Käfigläufermotor, der bei einer Netzfrequenz von 50 Hz über eine konstante Grunddrehzahl von 965 min^{-1} verfügt.

Um die Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors variieren zu können, ist der Versuchsstand mit einem Frequenzumrichter ausgestattet, der die ursprüngliche Netzfrequenz des Motors von 50 Hz auf ein Frequenzspektrum von 2 Hz bis 120 Hz umrichtet. Somit läßt sich in Abhängigkeit von der gewählten Umrichterfrequenz die Antriebsgeschwindigkeit des Motors und dementsprechend die Rotationsgeschwindigkeit der Meßrolle von ca. 40 bis 2300 min^{-1} stufenlos steuern.

Bei dem eingesetzten Frequenzumrichter vom Typ Movitrac MC07B handelt es sich um ein Fabrikat der Firma SEW-EURODRIVE GmbH & Co, Bruchsal, das speziell für Leistungsbereiche von 15 bis 30 kW ausgelegt ist [Sew07].

Die Kennzahlen des verwendeten Drehstrommotors sind der nachfolgenden **Tabelle 4-3** zu entnehmen.

	Drehstrommotor
Fabrikat	Schorch
Leistung	15 kW
Anschlußart	Dreiecksschaltung
Spannung	380 V
Strom	31 A
Netzfrequenz	50 Hz
Grunddrehzahl	965 min ⁻¹
Polpaarzahl	3

Tabelle 4-3: Kenndaten des verwendeten Drehstrommotors

Die Kraftübertragung vom Motor auf die Planheitsmeßrolle erfolgt über eine Kupplung, die die Antriebswelle des Motors und das linke Zapfenende der Meßrolle verbindet.

Bei der Auswahl des Kupplungstypen war es maßgeblich, daß die eingesetzte Kupplung in Radial- und Axialrichtung keine Kräfte aufnehmen kann, da dies zumindest eine zusätzliche Fesselung der Meßrolle zur Folge gehabt hätte. Eine weitere Fesselung der Meßrolle zusätzlich zu der gewählten Lagerung durch Fest- und Loslager würde aber in statischer Hinsicht zu einer 2-fach unbestimmten Lagerung der Meßrolle führen, so daß der in **Kapitel 3.5** auf der Basis einer 1-fach statisch unbestimmten Rollenlagerung entwickelte Rechenalgorithmus des Modellansatzes nicht mehr anwendbar wäre.

Ein geeigneter Kupplungstyp, der nahezu keine Radial- und Axialkräfte aufnimmt, ist eine dreh- und biegeelastische Klauenkupplung, die dafür konzipiert ist, durch Fertigungsungenauigkeiten, Wärmedehnung und Ähnliches verursachte Radialverlagerung, Axialverlagerung und Winkelverlagerung von Wellen auszugleichen.

Die im Versuchsstand eingesetzte Klauenkupplung Typ RN der Firma Mädler GmbH, Stuttgart, ist in **Bild 4-5** dargestellt und besteht aus zwei Naben (1) zur Aufnahme der beiden zu verbindenden Wellen sowie aus einem Zahnkranz (2) und Gewindestiften (3).

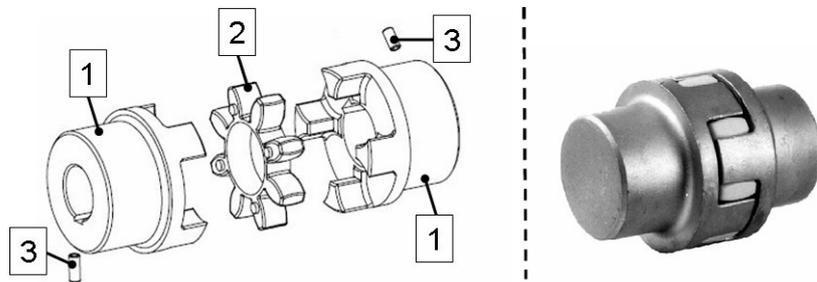


Bild 4-5: Darstellung einer Klauenkupplung [Mae07]

Während die zwei Naben aus Aluminium gefertigt sind, besteht der dazwischen liegende Zahnkranz aus hochelastischem Polyurethanmaterial, das im Vergleich zu der Meßrolle einen vernachlässigbar geringen E-Modul von max. 2 kN/mm^2 aufweist [Häb04], wodurch, wie gefordert, eine zu berücksichtigende Aufnahme von Radial- und Axialkräften verhindert wird. Anstelle der dargestellten Gewindestifte wurde für den Versuchsstand eine Fixierung von Nabe und Motorwelle bzw. Rollenzapfen durch eine Nut- und Paßfederverbindung gewählt. Das Foto in **Bild 4-5** zeigt eine elastische Klauenkupplung im Verkaufszustand noch ohne Wellenbohrungen, die entsprechend der vorgesehenen Wellendurchmesser individuell nachgefertigt werden. [Mae07]

In einem späteren Praxiseinsatz der Meßrolle kann auf den Motorantrieb und die Klauenkupplung eventuell verzichtet werden, wenn der Umschlingungswinkel und der Zug des die Meßrolle umlaufenden Stahlbandes ausreichend groß ist, daß Schlupf zwischen Band und Rollenballen ausgeschlossen werden kann und die Meßrolle durch das Stahlband angetrieben wird.

4.2 Meßtechnik

Der Versuchsstand wird durch eine rechnergestützte Meßtechnik komplettiert, die neben der im Versuchsstand integrierten Meßstellen aus einer separat angeordneten Meßverstärker- und Rechneinheit besteht.

4.2.1 Meßstellen

Kraftmeßsensoren

Zur Messung der auf die Meßrolle aufgebrachten Belastungskräfte ist der Versuchsstand mit drei in den Kräfteinleitungseinheiten integrierten Kraftmeßsensoren ausgestattet. Ein weiterer Kraftmeßsensor befindet sich zwischen Lagersattel und der Lagerschale unter dem Meßlager und erfaßt die durch die Rollenbelastung im Meßlager induzierte Lagerreaktionskraft. Die allgemeinen Kenndaten der eingesetzten DMS-Kraftmeßdosentypen sind der nachfolgenden **Tabelle 4-4** zu entnehmen.

	Kraftsensor 1	Kraftsensor 2
Kurzbezeichnung	8524-6005	8524-6010
Meßart	Zug/Druck	Zug/Druck
Meßbereich	± 5 kN	± 10 kN
Nennkraft	5 kN	10 kN
max. Gebrauchskraft	7,5 kN	15 kN
Bruchkraft	12,5 kN	25 kN
Nennkennwert	1,5 mV/V	1,5 mV/V
Speisespannung	5 V AC	5 V AC
Nennmeßweg	< 80 μ m	< 80 μ m
Meßgenauigkeit	$> 0,25\%$ v.E.	$> 0,25\%$ v.E.

Tabelle 4-4: Kenndaten der Zug-Druck-Kraftmeßdosen [Bur03]

Bei den verwendeten Kraftmeßsensoren handelt es sich um Zug-Druck-Kraftmeßdosen auf DMS-Basis der Firma Burster Präzisionsmeßtechnik GmbH & Co KG, Gernsbach, von denen drei über einen Meßbereich von ± 5 kN (Typ 8524-6005) verfügen und eine über einen Meßbereich von ± 10 kN (Typ 8524-6010) zur Aufnahme größerer Kräfte. Bei Zug- oder Druckbelastung verformen sich die DMS-bestückten Sensorbereiche der Kraftmeßdose elastisch, wodurch sich die zu einer Wheatstone-Brücke verschalteten DMS-Widerstände verändern und ein analoges Signal in Form von Spannung als Maß für die aufgebrachte Kraft erzeugt wird. Die Höhe der elastischen Dehnung/Stauchung ist kraftmeßdosenindividuell und wird daher vom Hersteller lediglich mit einem Richtwert von < 80 μm bei Nennkraft angegeben.

Wegaufnehmer

Die Rollendurchbiegung und eine eventuelle Vertikalbewegung des Meßlagers infolge der Kraftbeaufschlagung werden jeweils mit einem induktiven Wegaufnehmer vom Typ W5TK der Firma HMB Mess- und Systemtechnik GmbH, Darmstadt, gemessen. Die Kenndaten der verwendeten Wegaufnehmer sind in der nachfolgenden **Tabelle 4-5** aufgeführt.

	Wegaufnehmer
Kurzbezeichnung	W5TK
Meßart	Weg (+/-)
Nennmeßspanne	10 mm
Nennweg	± 5 mm
Nennkennwert	80 mV/V
Speisespannung	2,5 V AC
Meßgenauigkeit	0,4 % v.E.

Tabelle 4-5: Kenndaten des induktiven Wegaufnehmers [HBM00]

Der Wegaufnehmer besteht aus einem zylindrischen Außengehäuse, in dem zwei Meßspulen und ein axial verschiebbarer Tauchanker untergebracht sind, an dessen

äußerem Ende ein Tastfühler befestigt ist, der die Vertikalbewegung der Meßrolle bzw. des Meßlagers abtastet. Zusammen mit zwei in einem externen Trägerfrequenzmeßverstärker untergebrachten Widerständen bilden die beiden Meßspulen und der Tauchanker eine Wheatstone-Brücke, die sich bei Bewegung des Tastfühlers bzw. Tauchankers aufgrund von Wegaufnahme verstimmt. Wie bei den vorab beschriebenen Kraftmeßsensoren wird dadurch ein Spannungssignal erzeugt, das der Verschiebung des Tauchankers proportional ist und somit ein Maß für den Weg darstellt, den das gegen den Tastfühler drückende Meßobjekt in Richtung der Aufnehmerachse zurückgelegt hat.

4.2.2 Meßverstärker

Die verwendete Meßverstärkereinheit der Firma HMB Mess- und Systemtechnik GmbH vom Typ MGC Plus hat die Aufgabe, die von den Meßstellen in analoger Form gelieferten Trägerfrequenzspannungen zu demodulieren, zu verstärken, zu digitalisieren sowie zu organisieren und an die angeschlossene Rechneinheit (PC) zur Verwaltung und Speicherung weiterzugeben. Die Entgegennahme und Verstärkung der Trägerfrequenzspannungen erfolgt durch HBM-Trägerfrequenzmeßverstärker (Typ ML55B), die über passende Einschubrahmen in der Meßverstärkereinheit untergebracht sind. Hierbei wird jeder an den Meßverstärker angeschlossenen Meßstelle ein eigener Trägerfrequenzmeßverstärker zugeordnet, der die von der Meßstelle eingehenden Trägerfrequenzmeßsignale auf eine einheitliche Spannung von ± 10 V normiert. Anschließend werden die normierten, aber noch in analoger Form vorliegenden Trägerfrequenzmeßwerte durch die Meßverstärkereinheit in digitale Zahlenwerte umgewandelt, einzelnen Meßkanälen zugeordnet und danach an den über eine USB-Schnittstelle verbundenen PC weitergegeben. Dabei kommuniziert der Meßverstärker mit der auf dem PC installierten Erfassungssoftware "HBM Setup Assistent", über die auch die Zuordnung der Trägerfrequenz-Meßwerte auf einzelne Meßkanäle und die VorabEinstellung der verschiedenen Meßstellenparameter erfolgt. Eine weitere Aufgabe der Software ist die grafische Darstellung der Meßwerte in Form eines Liniendiagramms sowie deren Verwaltung und Speicherung, wobei aber die Auswertung der gespeicherten Meßwerte und eine weitergehende grafische Darstellung durch entsprechende Analyse- und Darstellungssoftware, wie z.B. OriginTM, erfolgt.

5 EXPERIMENTELLE BETRACHTUNG DES MODELLANSATZES

5.1 Versuchsdurchführung

Bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche zur experimentellen Betrachtung des in **Kapitel 3** entwickelten Modellansatzes wurde die Meßrolle in einer ersten Versuchsreihe an den verschiedenen, in **Bild 4-4** dargestellten Belastungspunkten mit unterschiedlichen Einzelkräften beaufschlagt. Dabei wurden sowohl die aufgebrachten Kräfte als auch die jeweils auf das Meßlager korrespondierend wirkende Kraft mittels Kraftmeßdosen bestimmt und der meßtechnischen Erfassung entsprechend als Funktion der Zeit aufgenommen. Die Versuche wurden bei verschiedenen, teilweise konstanten und zum Teil wechselnden Umdrehungsgeschwindigkeiten der Meßrolle durchgeführt.

In einer weiteren Versuchsreihe wurden wiederum verschiedene auf die Rolle aufgebrachte Einzelkräfte und die dadurch im Meßlager hervorgerufenen Lagerreaktionskräfte gemessen. Zusätzlich wurde hierbei die Durchbiegung der Rolle an mehreren Stellen und die durch Kräftebeaufschlagung verursachte Vertikalverschiebung des Meßlagers mittels Weggeber erfaßt.

5.1.1 **Versuche zur Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse**

In der ersten Versuchsreihe wurde die Meßrolle bei einer konstanten Rotationsgeschwindigkeit von 362 U/min an den verschiedenen Belastungspunkten jeweils mit Kräften von 0 kN bis max. 8 kN beaufschlagt. Dabei wurden die aufgebrachten Kräfte und die Meßlagerkräfte mit einer Meßrate von 1 Hz über einen geeignete Meßzeitraum aufgenommen. Vor jeder Meßreihe wurde der Offset der Kraftmeßdosen im unbelasteten Zustand bestimmt und subtrahiert. Die Umdrehungsgeschwindigkeit der Meßrolle wurde bei dieser Versuchsreihe bewußt gering gehalten, um einen eventuellen Einfluß hierdurch auf die Meßergebnisse auszuschließen.

Nach Durchführung einer Meßreihe lassen sich die gemessenen Werte der aufgebrachten Kraft und der daraus resultierenden Meßlagerkraft aus den beiden Kurven der Kraftverläufe entnehmen. Aus darstellerischen Gründen und um die beiden korrespondierenden Kraftverläufe direkt vergleichen zu können, werden bei allen Versuchsreihen im Rahmen dieser Arbeit die bei positiv angenommenen Belastungs-

kräften negativ resultierenden und damit im Quadrant IV des Koordinatensystems verlaufenden Meßlagerkräfte ebenfalls in den ersten Quadranten projiziert. Zum Ablesen der gemessenen Werte eignen sich dabei die jeweiligen Kurvenplateaus, die entstehen, wenn die auf die Meßrolle aufgebrauchte Kraft über einen Zeitraum konstant gehalten wird.

Die im nachfolgenden **Bild 5-1** dargestellten Kraftverläufe einer an der Belastungsposition 1 mit verschiedenen, ansteigenden Kräften (hier bis max. 5 kN) durchgeführten Meßreihe zeigen erwartungsgemäß, daß mit Anstieg der auf die Rolle aufgebrauchten Kraft auch die korrespondierende Meßlagerkraft ansteigt.

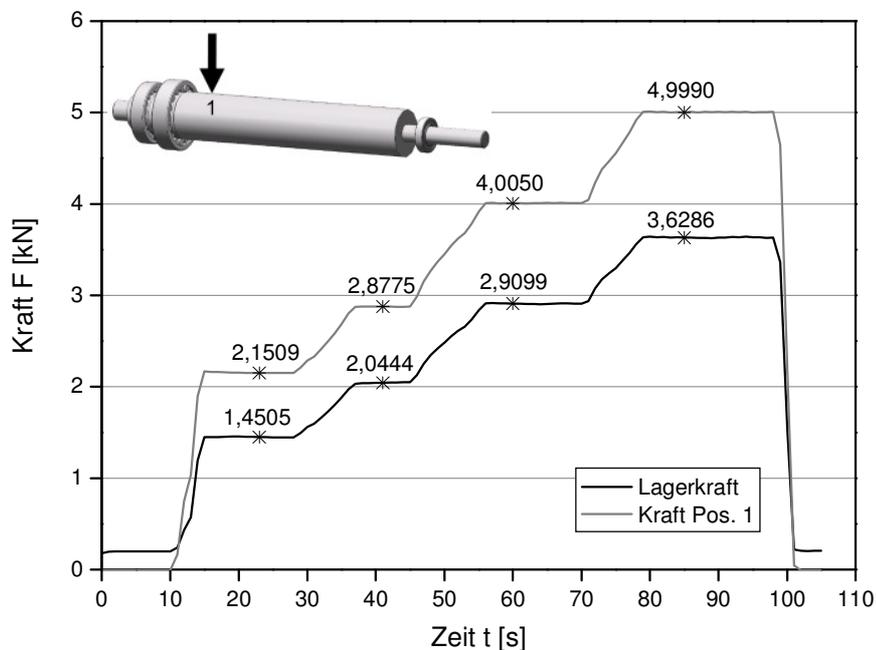


Bild 5-1: Belastung der Meßrolle an Position 1 mit verschiedenen Kräften (1a)

Zur Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse wurden die Messungen jeweils in zwei adäquaten Meßreihen wiederholt. Beispielhaft für die Wiederholungsmessungen aller Meßreihen befindet sich eine ebenfalls für die Belastungsposition 1 durchgeführte Wiederholungsmeßreihe im Anhang, **Bild C-1**.

In weiteren Meßreihen wurde die Meßrolle an den übrigen Belastungspositionen 2 bis 7 jeweils mit Kräften von 0 kN bis max. 8 kN beaufschlagt. Exemplarisch werden in dem nachfolgenden **Bild 5-2** bzw. **Bild 5-3** die Meßergebnisse für die mittlere

Belastungsposition 4 und die Belastungsposition 7 am rechten Ballenrand der Meßrollen gezeigt. Jeweils eine Meßreihe der verbleibenden Belastungspositionen 2, 3, 5 und 6 sind dem Anhang zu entnehmen, **Bild C-2** bis **Bild C-5**.

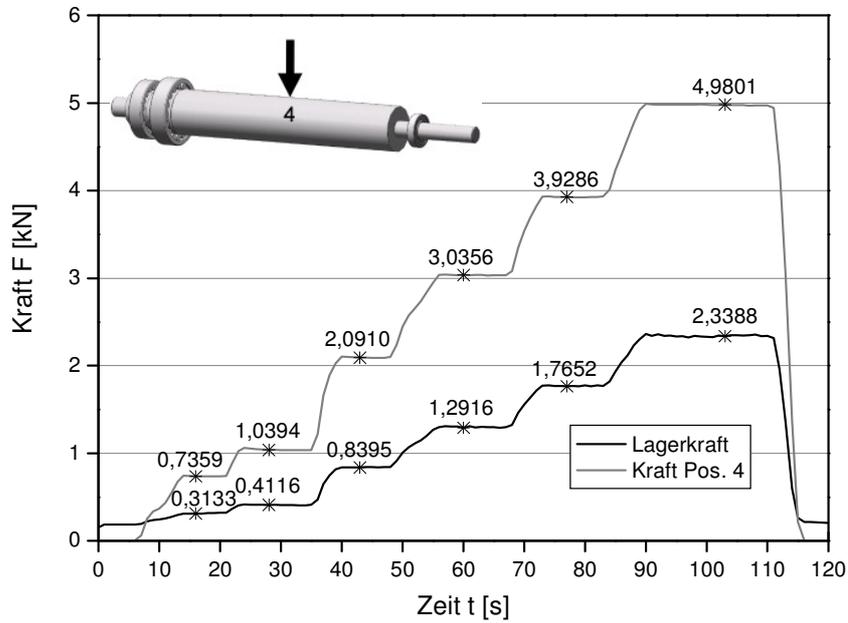


Bild 5-2: Belastung der Meßrolle an Position 4 mit verschiedenen Kräften (4a)

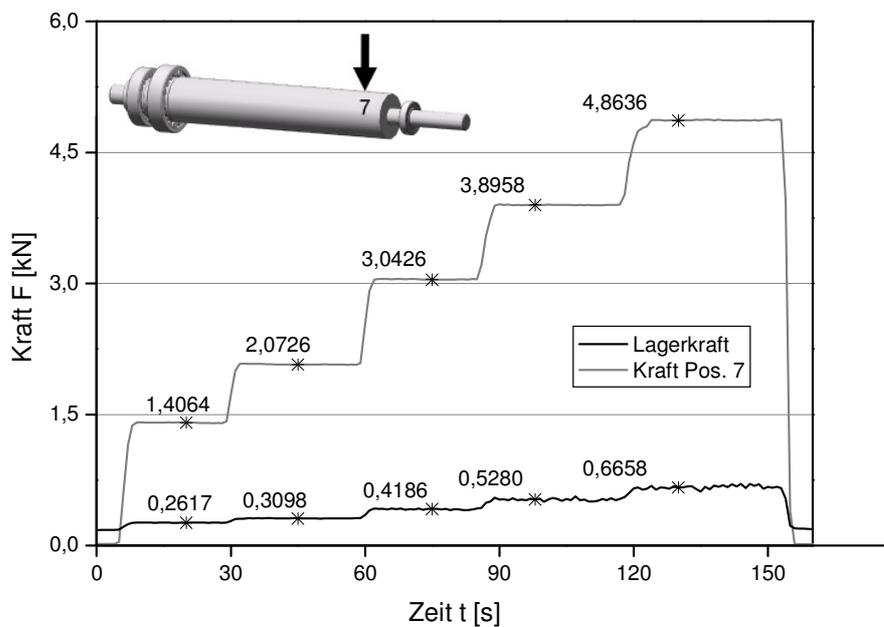


Bild 5-3: Belastung der Meßrolle an Position 7 mit verschiedenen Kräften (7a)

Die Untersuchung der ersten Versuchsreihe zeigt, daß bei linear ansteigend aufgebrachtener Rollenbelastung die jeweils erzeugte Meßlagerkraft ebenfalls linear ansteigt. Obwohl sich der lineare Anstieg der Meßlagerkraft für jeden der sieben untersuchten Belastungspunkte feststellen läßt, wird ersichtlich, daß der Grad des Anstiegs von Belastungspunkt 1 bis 7 immer weiter abfällt. Demnach fällt bei jeweils identischer Kraftbelastung die im Meßlager induzierte Kraft um so geringer aus, je weiter der Belastungspunkt auf dem Rollenballen vom Meßlager entfernt ist. Während eine an Belastungspunkt 1 auf die Rolle aufgebraachte Kraft von 5 kN eine Meßlagerkraft von 3,63 kN erzeugt, mißt man bei einer im Belastungspunkt 5 aufgebraachten Rollenbelastung von ebenfalls 5 kN nur noch eine Meßlagerkraft von 1,60 kN.

Weiterhin ist festzustellen, daß zu Beginn jeder Meßreihe im unbelasteten Rollenzustand eine Meßlagerkraft von $0,2 \pm 0,03$ kN angezeigt wird, obwohl vor jeder Meßreihe im unbelasteten Zustand eine Offset-Subtraktion der Kraftmeßdosen durchgeführt wurde.

Bei Betrachtung der für die Belastungspositionen 6 und 7 durchgeführten Meßreihen erkennt man, daß bei zunehmender Rollenbelastung sichtbare Schwankungen der gemessenen Lagerkraft auftreten. Dieses Phänomen fällt um so stärker aus, je höher die aufgebraachte Kraft ist und je weiter die Belastungsposition auf dem Rollenballen vom Meßlager entfernt ist. Während der Versuchsdurchführung traten bei Belastung der Rolle an Position 7 mit Kräften > 6 kN, neben den meßtechnisch erfaßten starken Lagerkraftschwankungen, im rechten Loslager schlagende Laufgeräusche auf.

5.1.2 Untersuchung von Faktoren auf mögliche Meßbeeinflussung

Neben der bereits durch die vorab durchgeführte Fehlerabschätzung des Modellansatzes als bedeutendes Fehlerpotential erkannten Vertikalverschiebung der Lagerpunkte wurden in einer zweiten Versuchsreihe weitere Faktoren untersucht, die ebenfalls einen eventuellen Einfluß auf die Messung oder die Größe der Meßlagerkräfte haben könnten. Hierdurch sollten zum einen weitere Einflußgrößen bestimmt werden, die sich für mögliche Divergenzen zwischen dem theoretischen Modellansatz zur Bestimmung der Meßlagerkräfte und den in praktischen Versuchen gemessenen Größen verantwortlich zeigen, zum anderen sollte untersucht und sichergestellt werden, welche Faktoren als meßbeeinflussende Größen auszuschließen sind. Die dadurch gewonnenen Erkenntnisse sollen eine korrekte Deutung der gemessenen

nen Größen ermöglichen und die notwendigen Ansatzpunkte zur Modifizierung bzw. Optimierung der verwendeten Meßapparatur und des entwickelten Modellansatzes in Hinblick auf einen späteren Praxiseinsatz zur Bestimmung der Bandplanheit liefern.

Untersuchung des Einflusses der Meßlager-Vorspannkraft

Für die Durchführung aussagekräftiger Messungen ist es notwendig, daß auch ohne Kraftbeaufschlagung der Meßrolle ein Kraftschluß zwischen Meßlager und zugehöriger Kraftmeßdose garantiert ist. Hierzu wurde zuerst der Offset der Kraftmeßdosen im unbelasteten Zustand subtrahiert und dann der Meßlagersattel soweit mit jeweils 0,15 mm dicken Stahlblechstreifen unterlegt, bis der gewünschte Kraftschluß zwischen Lagerschale und Meßlager durch die Kraftmeßdose angezeigt wurde. Die dadurch hervorgerufene Vorspannkraft des Meßlagers betrug ohne zusätzliche Kraftbeaufschlagung der Meßrolle $0,5 \pm 0,02$ kN.

Zur Untersuchung des Einflusses der Vorspannkraft auf die Ergebnisse der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuchsreihen wurde die Meßrolle im Laufe von zwei separaten Meßreihen bei einer konstanten Rotationsgeschwindigkeit von 362 U/min mit 2 kN und 2,5 kN (erste Meßreihe) bzw. mit 2,5 kN und 3 kN (zweite Meßreihe) am Belastungspunkt 4 beaufschlagt. Die erste der beiden jeweils mit einer Meßrate von 1 Hz durchgeführten Meßreihen wurde ohne Offset-Subtraktion der Kraftmeßdose unter dem vorgespannten Meßlager gefahren, während vor der zweiten Meßreihe der Offset der Kraftmeßdose im vorgespannten Lagerzustand subtrahiert wurde.

Das nachfolgende **Bild 5-4** zeigt die Meßreihe a) ohne Offset-Subtraktion und **Bild 5-5** die Meßreihe b) mit vorheriger Offset-Subtraktion der Kraftmeßdose unter dem jeweils vorgespannten Meßlager.

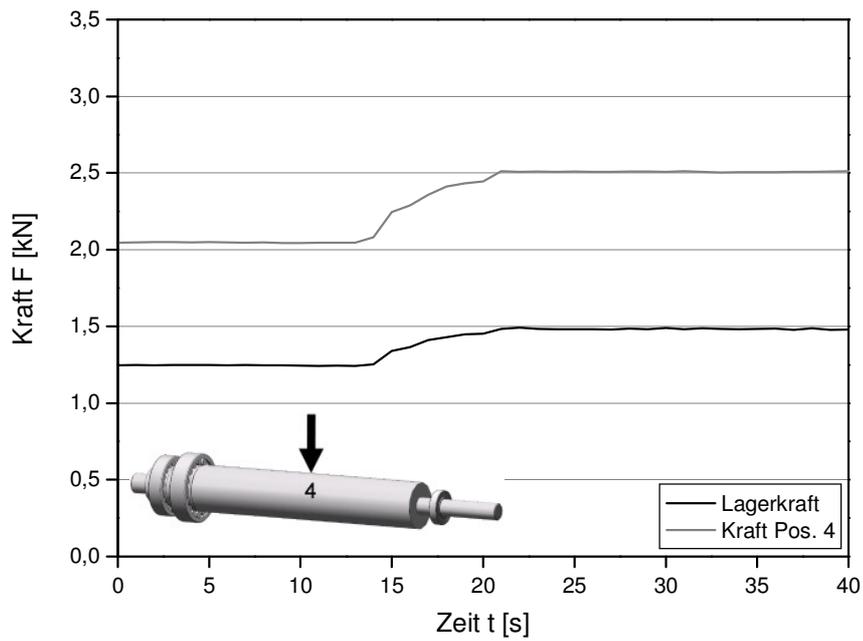


Bild 5-4: Meßreihe a) ohne Offset-Subtraktion der Kraftmeßdose

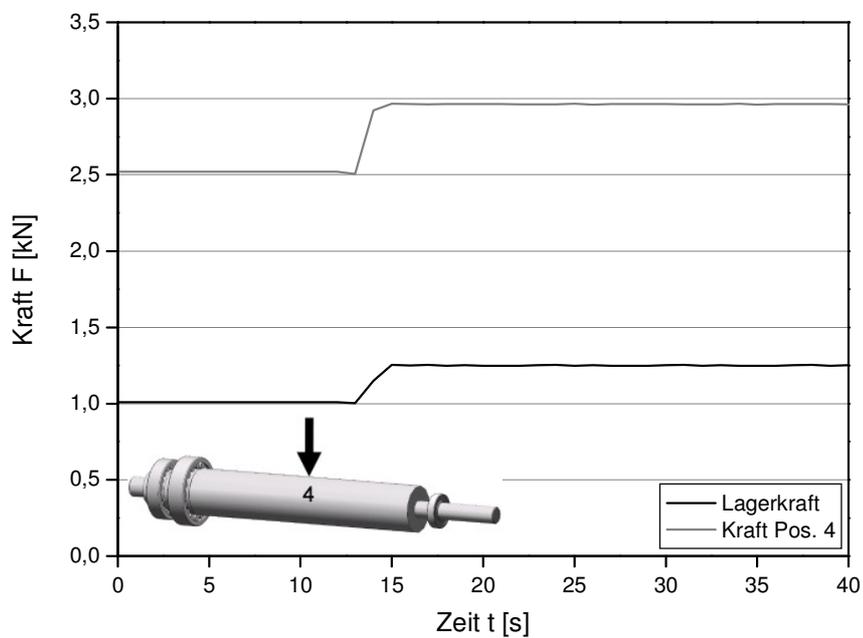


Bild 5-5: Meßreihe b) mit vorheriger Offset-Subtraktion der Kraftmeßdose

Untersuchung des Einflusses der Meßrollenunwucht

Bei Messungen mit sehr geringen Rotationsgeschwindigkeiten oder mit hohen Meßraten wurden gleichmäßig oszillierende Meßschwankungen sowohl der Meßlagerkräfte als auch der aufgebrachten Kräfte sichtbar, die auf eine fertigungsbedingte Unwucht der Meßrolle zurückzuführen sind. Zur Bestimmung der durch die Rollenunwucht verursachten Meßwertschwankungen wurde nach einer Offset-Subtraktion der Kraftmeßdose die Meßrolle ohne Kraftbeaufschlagung mit einer Geschwindigkeit von 15 U/min gedreht. **Bild 5-6** zeigt die dabei mit einer Meßrate von 100 Hz erfaßte Meßlagerkraft. Es ist erkennbar, daß die Meßschwankungen infolge der Rollenunwucht knapp 200 N betragen.

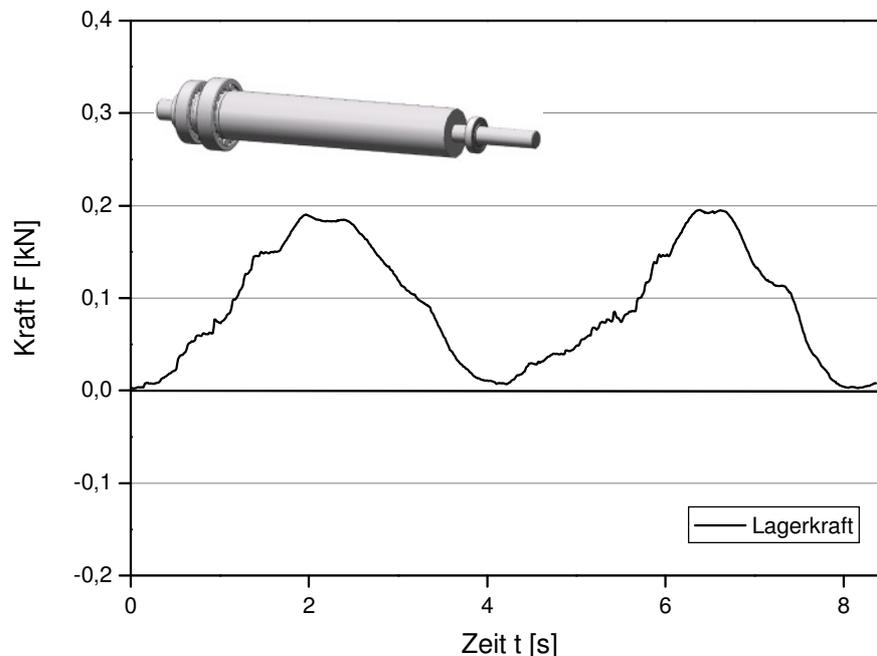


Bild 5-6: Messung der Meßlagerkraft im unbelasteten Rollenzustand

Untersuchung des Einflusses der Umdrehungsgeschwindigkeit

Trotz der Ergebnisse der vorab beispielhaft durchgeführten FEM-Berechnung zum möglichen Einfluß der Rotationsgeschwindigkeit auf die Lagerreaktionskräfte, **Kapitel 3.8**, konnte dieser aufgrund der geometriebedingten hohen Biegesteifigkeit

und des großen Schwungmoments der eingesetzten Meßrolle für die verwendete Versuchsanordnung nicht völlig ausgeschlossen werden.

Der mögliche Einfluß der Umdrehungsgeschwindigkeit der Rolle auf die Meßergebnisse wurde daher durch mehrere Meßreihen untersucht, bei denen die Meßlagerkraft nach Offset-Subtraktion der Kraftmeßdose bei verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten der Rolle mit einer Meßrate von 100 Hz erfaßt wurde. Zur Glättung der bei dieser hohen Meßrate stark oszillierenden Meßschwankungen sind die folgenden Meßreihendarstellungen mit einem gleitenden Mittelwert versehen worden.

In der ersten Meßreihe wurde die Meßrolle im unbelasteten Zustand von 0 auf 500 U/min beschleunigt und dabei die Meßlagerkraft als Funktion der Zeit aufgenommen, **Bild 5-7**.

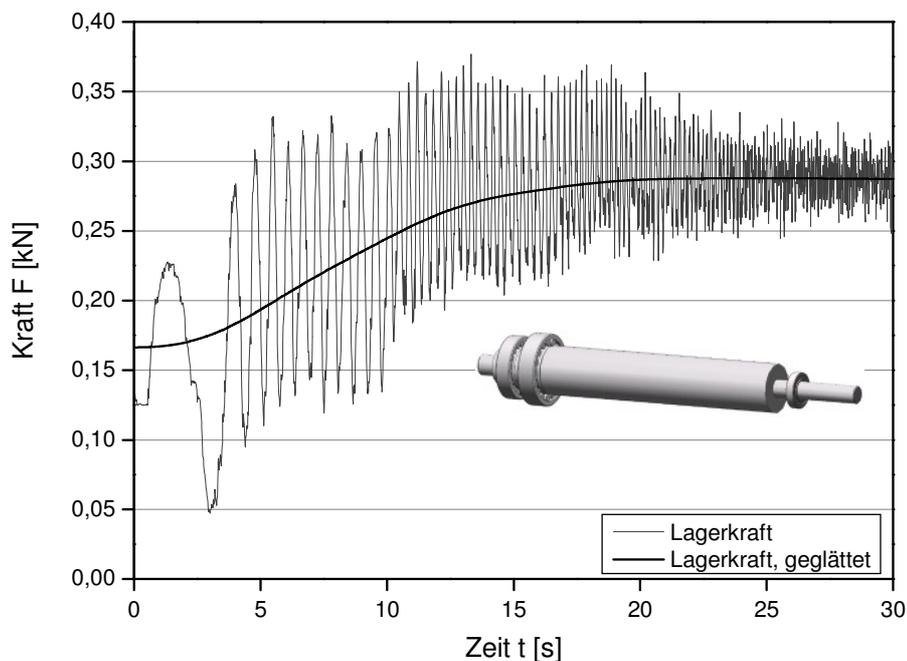


Bild 5-7: Meßlagerkraft bei ansteigender Umdrehungsgeschwindigkeit im unbelasteten Rollenzustand

In weiteren Meßreihen wurde die Meßrolle an sämtlichen Belastungspositionen jeweils mit Kräften von 1 kN bis 3 kN beaufschlagt und wiederum von 0 auf 500 U/min beschleunigt. Das nachfolgende **Bild 5-8** zeigt die Meßergebnisse für eine Kraftbe-

aufschlagung der Meßrolle an der Belastungsposition mit 2 kN. Eine entsprechende Meßreihe für die Belastungsposition 6 befindet sich Anhang, **Bild C-6**.

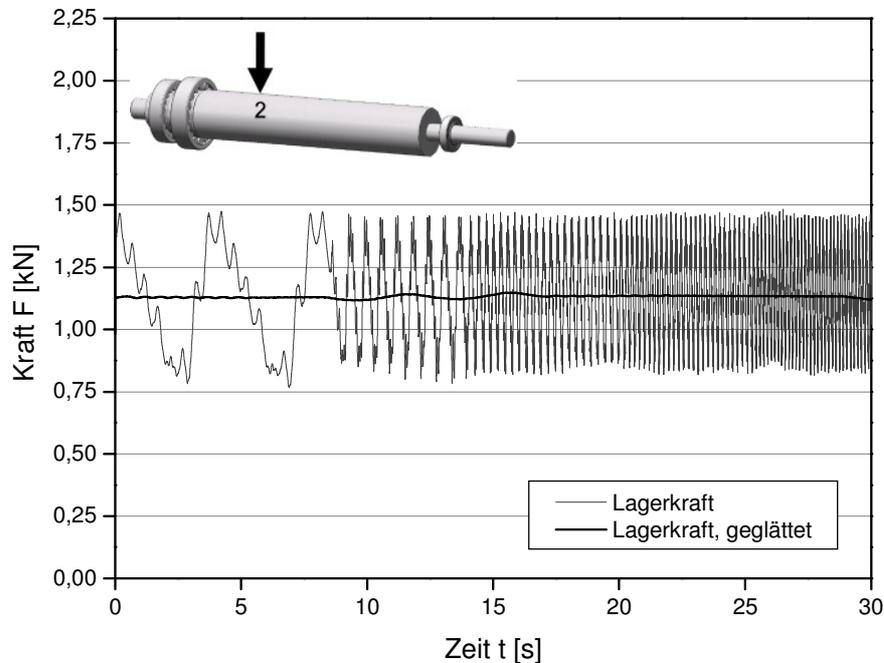


Bild 5-8: Belastung der Rolle an Position 2 mit 2 kN bei 0-500 U/min

Die Meßreihen zeigen, daß bei der verwendeten Versuchsanordnung die Umdrehungsgeschwindigkeit der Rolle einen Einfluß auf die Meßergebnisse hat. Mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit steigt die Meßlagerkraft trotz konstant bleibender Rollenbelastung an. Dieser Effekt fällt um so geringer aus, je näher sich die Belastungsposition am linken Ballenrand befindet und je höher die Rolle mit Kraft beaufschlagt wird. Ab einer Kraftbeaufschlagung von 3 kN hat die Rotationsgeschwindigkeit, unabhängig von der Belastungsposition, keinen sichtbaren Einfluß mehr auf die Meßergebnisse.

Untersuchung des Einflusses der Lagertoleranzen

Um den Einfluß von Lagertoleranzen auf die Meßergebnisse beurteilen zu können, wurde in einer Meßreihe die fertigungsbedingt mögliche Verschiebung des inneren

gegenüber dem äußeren Lagerring, d.h. die Lagerluft, unter zunehmender Kraftbeaufschlagung der Meßrolle gemessen.

Hierzu wurde ein Weggeber auf dem Außenring des Meßlagers plaziert (Position 1 in **Bild 5-9**), der andere Weggeber auf der Meßrolle unmittelbar neben dem Lager (Position 2 in **Bild 5-9**). Eine Positionierung des zweiten Weggebers direkt auf dem Innenring des Lagers war aus lagerbaulicher Hinsicht nicht möglich.

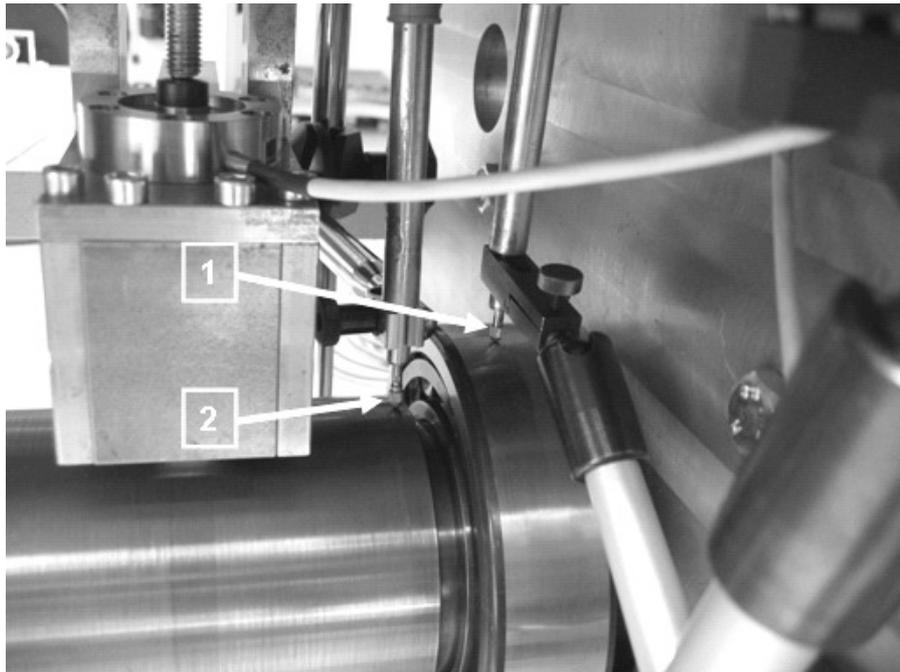


Bild 5-9: Position der Weggeber bei der Untersuchung der Lagerluft

Nach Offset-Subtraktion an beiden Weggebern und den Kraftmeßdosen wurde die Meßrolle bei einer konstanten Rotationsgeschwindigkeit von 362 U/min am Belastungspunkt 4 mit ansteigenden Kräften von 0 kN bis 4 kN beaufschlagt. Dabei wurden die aufgebrachte Kraft, die Meßlagerkraft und die Vertikalverschiebung des Lagerinnen- und des Lageraußenrings infolge der zunehmenden Rollenbelastung mit einer Meßrate von 100 Hz über der Zeit erfaßt.

Der Darstellung der Meßreihe in **Bild 5-10** ist zu entnehmen, daß sich die beiden Lagerringe bei zunehmender Kraftbeaufschlagung der Meßrolle und entsprechender Zunahme der Meßlagerkraft infolge der lastbedingten Stauchung der Kraftmeßdose, wie erwartet, vertikal absenken. Ein Verschieben der Lagerringe gegeneinander findet aber nicht statt, was durch den parallelen Verlauf der beiden Wegkurven von

Außen- und Innenring des Lagers bzw. durch den konstant horizontalen Verlauf des Abstands zueinander dokumentiert wird.

Für die in der Meßreihe neben der Vertikalverschiebung der Lagerringe ebenfalls erfaßte Meßlagerkraft ergibt sich bei einer Kraftbeaufschlagung von 4 kN ein Wert von 1,79 kN. Dieser Wert entspricht exakt der Meßlagerkraft, die auch im Rahmen der vorangegangenen Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse für eine entsprechende Rollenbelastung ermittelt wurde.

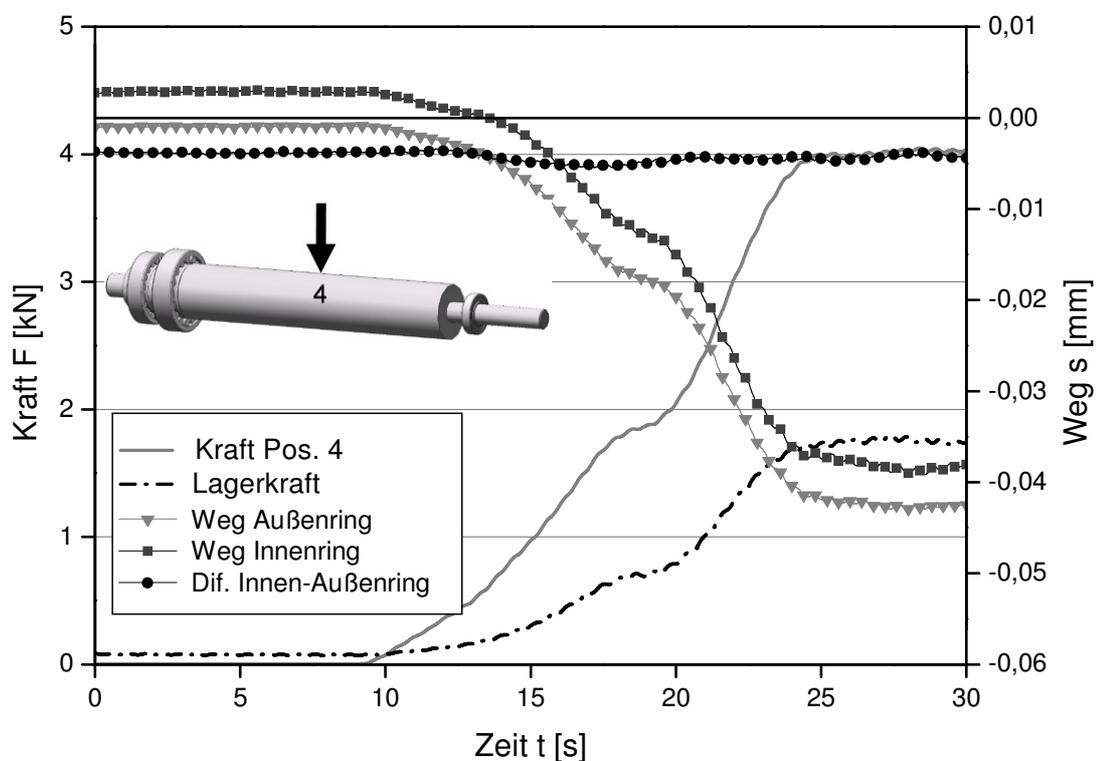


Bild 5-10: Messung der Lagerverschiebung unter zunehmender Rollenbelastung

5.1.3 Experimentelle Erfassung der Biegelinien

In der letzten Versuchsreihe wurden an den Belastungspunkten 2, 4 und 6 jeweils ansteigende Kräfte von 0 kN bis 5 kN auf die Meßrolle aufgebracht. Dabei wurden für jeden der Belastungspunkte die durch die Kraftbeaufschlagung bedingte Durchbiegung der Meßrolle an verschiedenen Meßpositionen über die Ballenbreite der Meßrolle sowie die Vertikalverschiebung des Meßlagers mittels Weggeber erfaßt und

zusammen mit den korrespondierenden Meßlagerkräften und den aufgebracht
Kräften über die Zeit aufgetragen. An den Kraftmeßdosen wurde jeweils vor den ein-
zelnen Versuchsreihen eine Offset-Subtraktion durchgeführt, während an den Weg-
geber der Offset dynamisch, das heißt im unbelasteten, aber bereits rotierenden Zu-
stand der Meßrolle, subtrahiert wurden. Bei allen Messungen dieser Versuchsreihe
betrug die Rotationsgeschwindigkeit 362 U/min und die Meßrate 10 Hz.

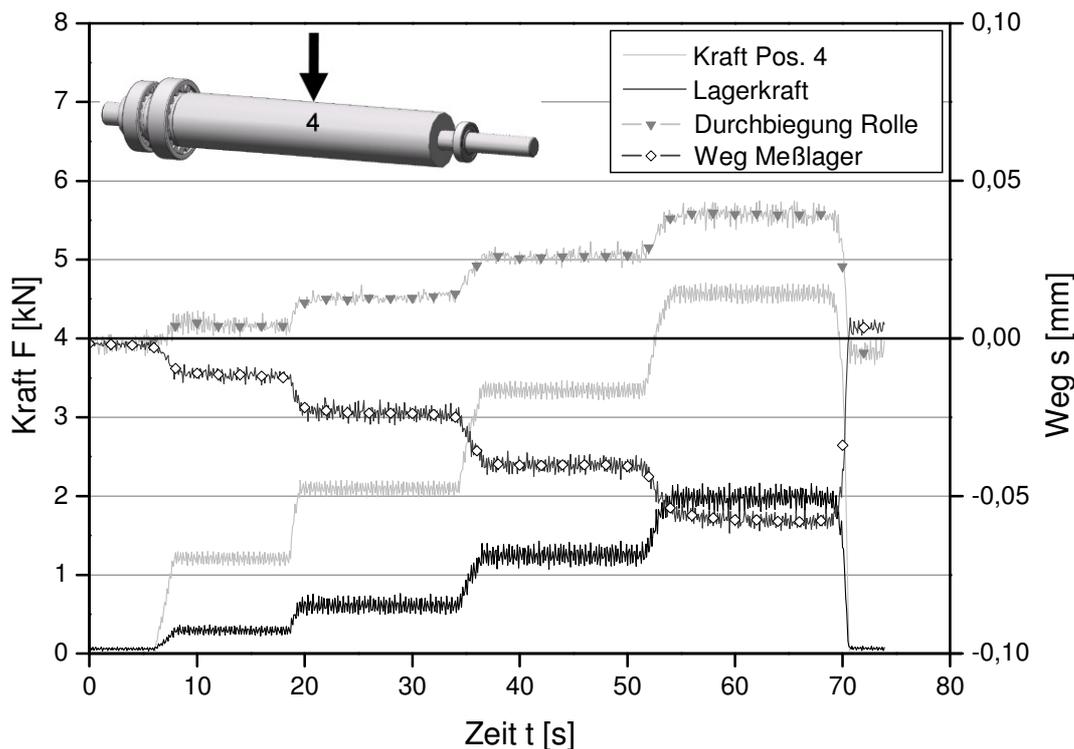


Bild 5-11: Messung der Rollenbiegung 140 mm vom linken Ballenrand bei Bela-
stung der Rolle an Position 4

Bild 5-11 zeigt exemplarisch eine Meßreihe mit einer Kraftbeaufschlagung der Meß-
rolle an Belastungspunkt 4. Der Abstand des Biegemesspunktes vom linken Ballen-
rand beträgt 140 mm.

In zwei weiteren Meßreihen wurde bei Beibehaltung des Belastungspunktes 4 die
Rollendurchbiegung in der Mitte des Rollenballens, **Bild 5-12**, und 8 mm vom rech-
ten Ballenrand entfernt, **Bild C-7**, gemessen.

Eine tabellarische Übersicht sämtlicher im Rahmen der experimentellen Erfassung der Biegelinien durchgeführten Meßreihen ist der **Tabelle C-1** am Ende des Anhangs zu entnehmen.

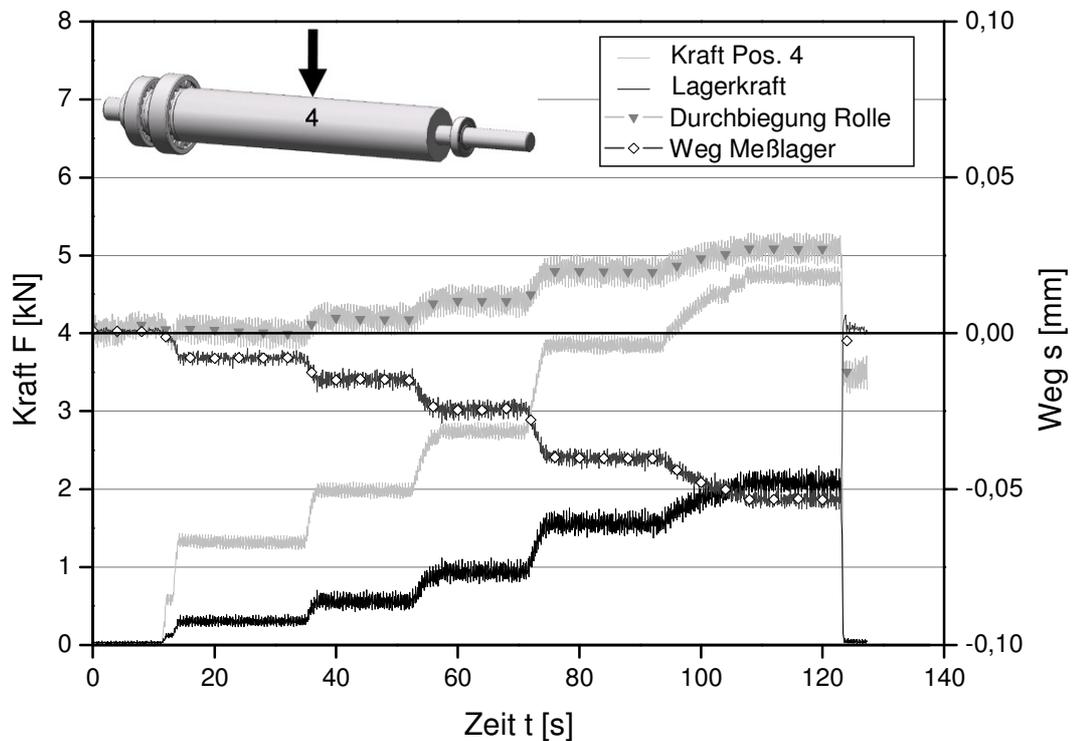


Bild 5-12: Messung der Rollenbiegung in der Ballenmitte bei Belastung der Rolle an Position 4

In der gewählten Darstellungsweise läßt sich die in Korrelation von der aufgebrachten Kraft zunehmende Rollendurchbiegung gut erkennen, die in der Mitte des Rollenballens erwartungsgemäß stärker ausfällt als an den Randpositionen.

Weiterhin fällt wiederum die deutliche Vertikalverschiebung des Meßlagers infolge der Rollenbelastung auf. Den Einfluß dieser vertikalen Meßlagerverschiebung bzw. die sich daraus ergebenden Divergenzen zwischen dem theoretischen Modellansatz und den in praktischen Versuchen gemessenen Meßlagerkräften gilt es, im Rahmen der Analyse der meßbeeinflussenden Faktoren nachfolgend zu untersuchen.

5.1.4 Bestimmung der Federkennwerte des Kraftsensors

Das im Rahmen der vorab durchgeführten Fehlerabschätzung des Modellansatzes betrachtete Absinken des Meßlagers infolge der lastbedingten Stauchung des zur Lagerkrafterfassung verwendeten Kraftsensors wird durch die vorangegangenen Untersuchungen zum Einfluß der Lagertoleranzen und zur experimentellen Erfassung der Biegelinien bestätigt.

Da das Maß der lastbedingten Stauchung kraftmeßdosenindividuell ist und vom Hersteller lediglich mit einem Richtwert von $< 80 \mu\text{m}$ bei Nennkraft angegeben wird [Bur03], ist es notwendig, diese einer Federnachgiebigkeit entsprechenden Nachgiebigkeit der verwendeten Kraftmeßdose experimentell zu erfassen. Hierfür sind die folgenden Zusammenhänge für die Bestimmung von Federkennwerten von Relevanz:

Der entscheidende Kennwert bei Federn ist die Federsteifigkeit bzw. die Federrate. Die Federrate liefert in Kombination mit der eingeleiteten Kraft entsprechend der nachfolgenden **Gleichung (5.1)** den Weg, um welchen die Feder unter Belastung gedehnt bzw. gestaucht wird [DIN 2089; LePf00].

$$s = F_F / R \quad (5.1)$$

Die Federnachgiebigkeit ist der Kehrwert der Federsteifigkeit und ergibt sich somit aus der Gleichung:

$$\delta_F = 1 / R \quad (5.2)$$

Die Legitimation der Anwendung dieser für die Bestimmung der Kennwerte von Druckfedern geltenden Beziehungen auf die Nachgiebigkeit von DMS-Kraftmeßdosen ergibt sich dabei aus dem Hook'schen Gesetz, **Gleichung (2.2)**.

Zur Ermittlung der Nachgiebigkeit der unter dem Meßlager positionierten Kraftmeßdose wurde diese aus dem Versuchsstand ausgebaut und auf den Lastrahmentisch einer Presse gestellt. Durch eine Bohrung im Pressentisch wurde mit einem induktiven Wegaufnahmesensor der Weg des Krafteinleitungskopfes der Kraftmeßdose unter

Belastung aufgenommen, wobei die bis zum Erreichen des Nennwertes schrittweise gesteigerte Kraft über eine Spindel senkrecht in den Krafterleitungskopf eingebracht wurde. Danach wurde der Sensor schrittweise wieder entlastet, um anschließend den gesamten Be- und Entlastungsvorgang noch einmal zu wiederholen. Als Sensor für die aufgebrachte Belastung diente dabei die Kraftmeßdose selbst. Der verwendete Versuchsaufbau ist im **Bild 5-13** schematisch (links) und als Foto (rechts) dargestellt.

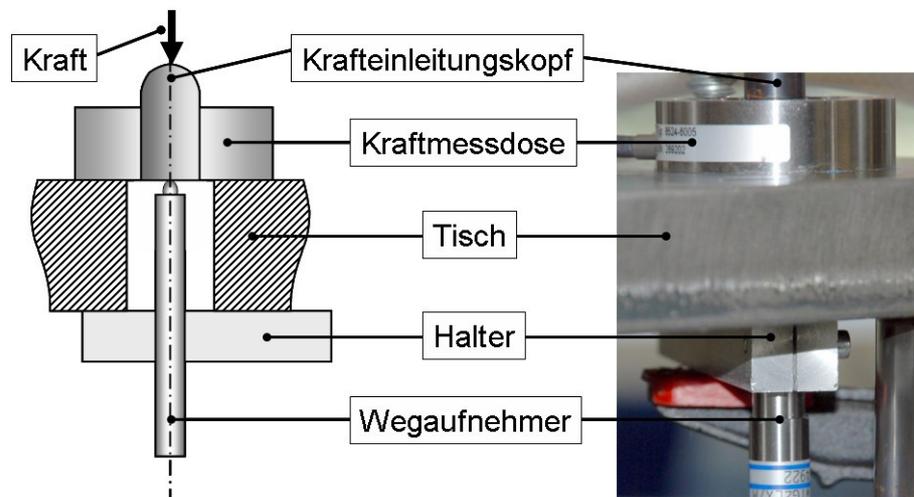


Bild 5-13: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Kraftmeßdosennachgiebigkeit

Die über die Meßverstärkereinheit des Versuchstands mit einer Meßfrequenz von 5 Hz aufgenommenen und digitalisierten Meßdaten sind in dem nachfolgenden **Bild 5-14** als Absenkung des Krafterleitungskopfs über die eingeleitete Kraft aufgetragen. Der dargestellte Weg-Kraft-Verlauf der beiden Meßschleifen weist einen Hystereseeffekt auf, welcher aus der sensorinternen Reibung des verwendeten Wegaufnehmers resultiert. Zum Ausgleich der für den Be- und Entlastungsvorgang der Kraftmeßdose unterschiedlich verlaufenden Weg-Kraft-Kennlinien sind diese durch eine lineare Trendlinie ergänzt, aus deren Steigung sich die Federnachgiebigkeit der Kraftmeßdose ergibt.

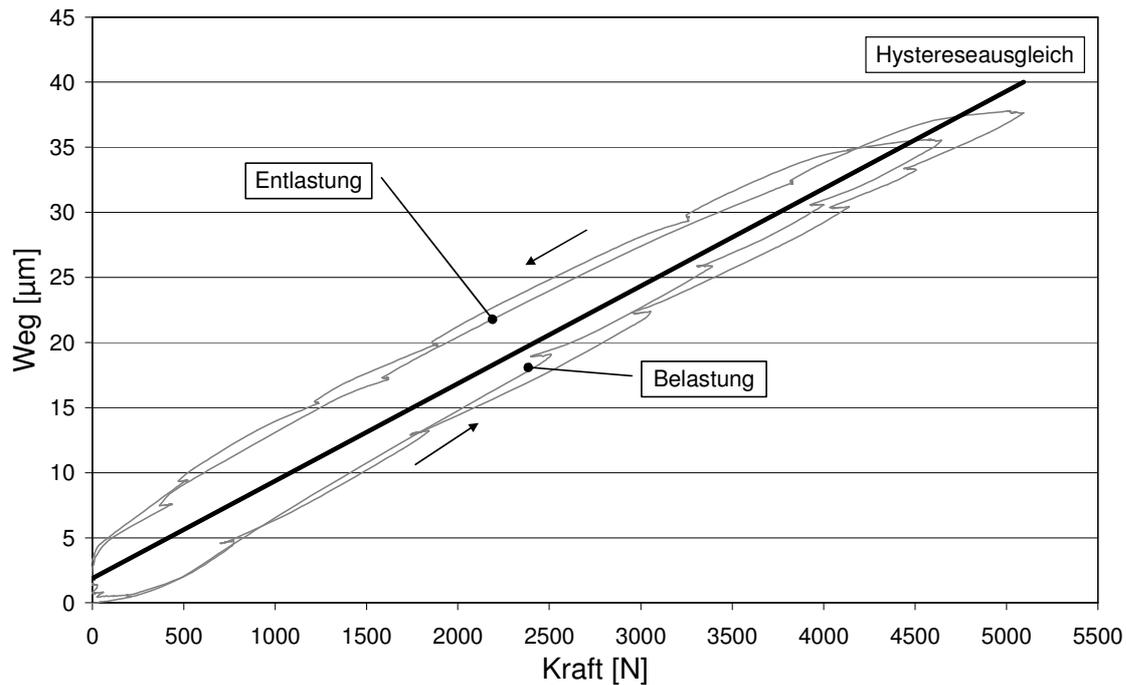


Bild 5-14: Weg-Kraft-Diagramm der Kraftmeßdose

Die somit ermittelte Federkonstante der zur Lagerkrafterfassung verwendeten Kraftmeßdose beträgt 119 kN/mm , was einer Federnachgiebigkeit von $0.0084 \mu\text{m/N}$ entspricht. Bezogen auf die Nennkraft der Meßdose von 5 kN ergibt sich daraus eine lastbedingte, kraftmeßdosenindividuelle Stauchung von $42 \mu\text{m}$.

5.2 Analyse der Versuchsergebnisse

5.2.1 Analyse der Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse

Zur Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse bietet es sich an, jeweils zwei der pro Belastungsposition durchgeführten Meßreihen, **Kapitel 5.1.1**, in einem gemeinsamen Diagramm aufzutragen, um die aufgebrachten Kräfte und die daraus resultierenden Meßlagerkräfte beider Meßreihen zu vergleichen. Da die Kraft-Zeit-Verläufe der verschiedenen Meßreihen nicht identisch sind, werden aus jeweils beiden Meßreihen möglichst adäquate Belastungskräfte mit den dazugehörigen Meßlagerkraftwerten entnommen und in einem gemeinsamen Diagramm aufgetragen. Dabei werden die Meßpunkte so ausgewählt, daß das gesamte, am jeweiligen Belastungspunkt aufgebrachte Kraftspektrum gleichmäßig erfaßt wird.

Bild 5-15 zeigt beispielhaft die an verschiedenen Meßpunkten erfaßten Belastungskräfte und Meßlagerkräfte der Meßreihen 3a und 3b, bei denen die Meßrolle an der Position 3 belastet wurde.

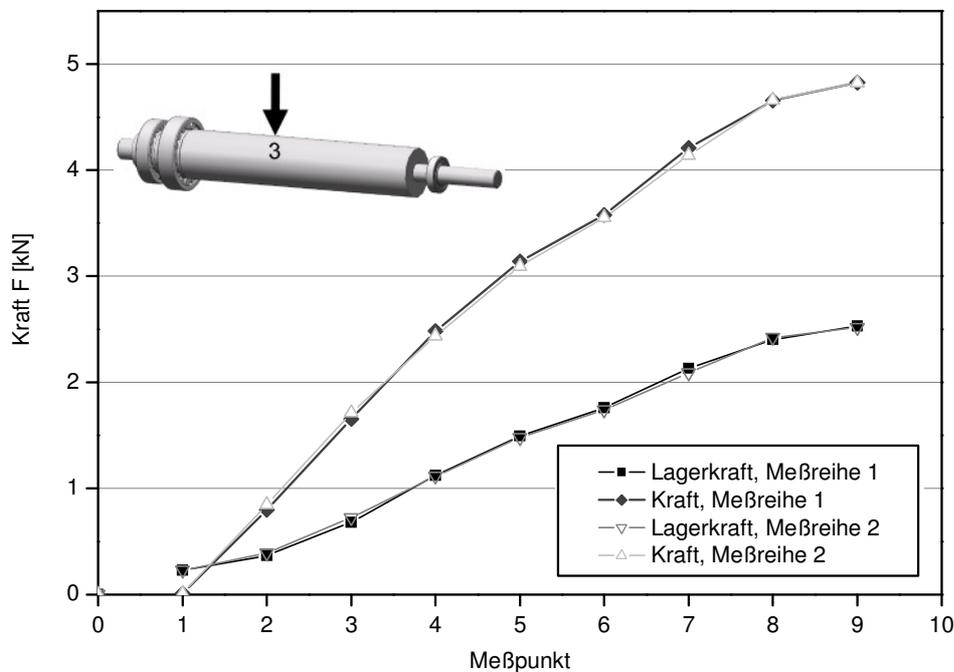


Bild 5-15: Meßpunkte der Meßreihe 3a und 3b an Belastungsposition 3

Zum Vergleich sind in **Bild 5-16** die verschiedenen Meßpunkte für die beiden an einer weiteren Belastungsposition (Pos. 5) durchgeführten Meßreihen aufgetragen.

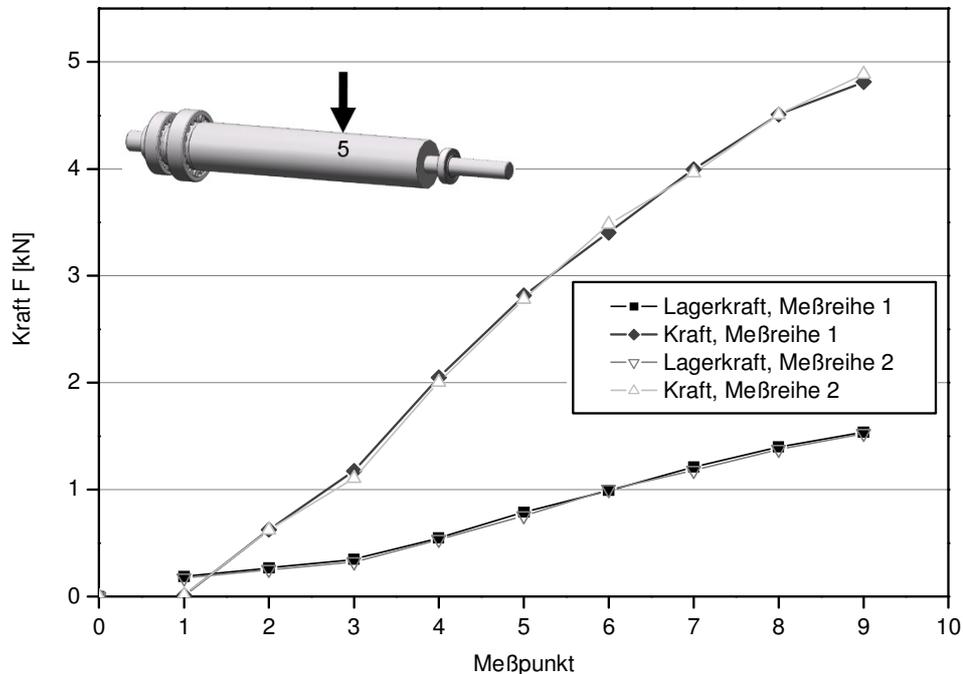


Bild 5-16: Meßpunkte der Meßreihe 5a und 5b an Belastungsposition 5

Das leichte Abflachen der Grafen an einzelnen Meßpunkten, wie z.B. Punkte 6 und 9 in **Bild 5-15**, ergibt sich daraus, daß diese Meßpunkte Werte betreffen, die in den Kraft-Zeit-Diagrammen zwischen zwei Kurvenplateaus liegen, bei denen sich die Entnahme annähernd gleicher Belastungskräfte aus beiden separaten Meßreihen erschwert.

Entsprechende Diagramme wurden auch für die an den übrigen Belastungspositionen durchgeführten Meßreihen erstellt. Aufgrund der an den Rollenpositionen 6 und 7 bei höheren Belastungskräften auftretenden Meßschwankungen ergeben sich bei diesen Meßreihen erwartungsgemäß auch für Werte, die im Kraft-Zeit-Diagramm auf den Kurvenplateaus liegen, die ungleichmäßigen Anstiege der in **Bild C-8** und **Bild C-9** dargestellten Grafen.

Unabhängig davon läßt sich anhand der je Belastungsposition in einem Diagramm dargestellten Meßergebnisse mehrerer adäquater Meßreihen die Reproduzierbarkeit

der Meßergebnisse für den gewählten Meßrollenaufbau nachweisen. Hieraus ergibt sich der für den Modellansatz günstige Schluß, daß an sämtlichen Belastungspunkten jeder aufgebracht Kraft eine bestimmte korrelierende Lagerkraft zugeordnet werden kann. Die dabei mit zunehmendem Abstand der Belastungspunkte vom Meßlager trotz identischer Rollenbelastung abfallende Meßlagerkraft läßt sich dadurch erklären, daß der vom Meßlager getragene Belastungsanteil abnimmt, je weiter sich ein Belastungspunkt auf dem Meßrollenballen zum rechten Loslager hin verlagert, dessen Lagerkraft dementsprechend korrelierend ansteigt.

5.2.2 Analyse der meßbeeinflussenden Faktoren

Einfluß der Meßlager-Vorspannkraft

Um den möglichen Einfluß der durch die Unterfütterung des Meßlagersattels hervorgerufenen Vorspannkraft des Meßlagers untersuchen zu können, werden in der ohne Offset-Subtraktion durchgeführten Meßreihe, **Bild 5-4**, und in der Meßreihe mit Offset-Subtraktion, **Bild 5-5**, zwei adäquate Belastungskräfte bestimmt und die jeweils zugehörigen Meßlagerkräfte verglichen.

Als gleich große Belastungskraft, die in beiden Meßreihen aufgebracht wird, kann ein Wert von 2,5 kN benannt werden. Bei der Meßreihe ohne Offset-Subtraktion der Meßlagerkraftmeßdose ergibt sich für diese Belastungskraft eine Meßlagerkraft von 1,49 kN. Für die Meßreihe mit vorheriger Offset-Subtraktion wird eine Meßlagerkraft von 1,00 kN ermittelt. Als Differenz der für die beiden Meßreihen ermittelten Meßlagerkräfte ergibt sich somit ein Wert von 0,49 kN, welcher unter Berücksichtigung der Meßschwankungen von $\pm 0,02$ kN exakt der vorab bestimmten Vorspannkraft des Meßlagers infolge der Unterfütterung des Meßlagersattels entspricht. Daraus folgt der erwartete Schluß, daß das Maß der Meßlager-Vorspannkraft durch die Offset-Subtraktion rein meßtechnisch zu Null egalisiert wird und bei den darauffolgenden Messungen der Lagerreaktionskräfte nicht mehr in Anrechnung gebracht bzw. subtrahiert werden muß.

Von dieser Erkenntnis unberührt bleibt allerdings die Frage, ob oder in welchem Maß die durch das Unterfüttern des Meßlagersattels verursachte und durch die Vorspannkraft hervorgerufene Vertikalverschiebung des Meßlagers bzw. positive Vorbiegung der Meßrolle im Bereich des Meßlagers zu einer Verfälschung der Meßergebnisse

führt. Eine dahingehende Untersuchung zur Quantifizierung der Vertikalverschiebung des Meßlagers bzw. der Rollenvorbiegung erweist sich aufgrund der vielen zu betrachtenden Parameter, wie z.B. die Federkonstante der Kraftmeßdose, das Maß der Lagerluft etc., und deren gegenseitigen Wechselwirkungen als ausgesprochen schwierig, so daß eine davon ausgehende Beeinflussung als Störgröße nicht ausgeschlossen werden kann.

Einfluß der Meßrollenunwucht

Den Meßreihen zur Untersuchung des Einflusses der Rollenunwucht kann entnommen werden, daß die ohne Rollenbelastung gemessenen Werte der Lagerkraft zwischen einem Minimalwert von 0,01 kN und einem Maximalwert von 0,195 kN schwanken, **Bild 5-6**. Dabei zeigt ein Vergleich der beiden aufgenommenen Rollenumdrehungen, daß auch der Kraftverlauf zwischen den gemessenen Minimal- und Maximalkräften für beide Umdrehungen nahezu identisch ist. Eine Divergenz über die Zeitachse ergibt sich aufgrund leichter Schwankungen der geringen Umdrehungsgeschwindigkeit.

Die auftretenden oszillierenden Schwankungen der Meßwerte bei allen im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Meßreihen haben ihren Ursprung in der erkannten Meßrollenunwucht. Das von dieser Unwucht ausgehende Fehlerpotential sinkt mit ansteigender Rollenbelastung ab, wobei sich beispielsweise für eine mittlere Rollenbelastung von 3 kN infolge eines theoretischen, in der Praxis gängigen Haspelzuges von 5 kN, **Gleichung (4.2)**, an der Position 4 ein maximal möglicher Relativfehler von 15 % ergibt.

Obwohl sich der potentielle Maximalfehler durch die rechnerische Ermittlung eines gleitenden Mittelwertes halbieren läßt, muß dieses Fehlerpotential bei einer für den Praxiseinsatz vorgesehenen Meßrolle durch entsprechend enge Fertigungstoleranzen ausgeschlossen werden.

Einfluß der Umdrehungsgeschwindigkeit

Bei der ersten, im unbelasteten Rollenzustand durchgeführten Meßreihe können zu Beginn der Rollenbeschleunigung zwei schwankende Meßwertextrema von 0,12 kN bzw. 0,23 kN ermittelt werden. Der Zustand der noch ruhenden Rolle läßt sich dabei nicht exakt bestimmen, da der Beginn der Beschleunigung zeitgleich mit Start der

Messung erfolgte. Während der Beschleunigungsphase steigt das Maß der oszillierenden Meßschwankungen deutlich an und verringert sich erst wieder nach Erreichen einer konstanten Umdrehungsgeschwindigkeit von 500 U/min, **Bild 5-7**.

Der aufgrund der starken Meßschwankungen aufgetragene gleitende Mittelwert steigt von 0,17 kN zu Beginn der Beschleunigungsphase auf 0,29 kN bei Erreichen der konstanten Endgeschwindigkeit an, was einen Kraftanstieg von gerade 0,12 kN ergibt. Der Kraftanstieg fällt mit steigender Kraftbeaufschlagung der Meßrolle noch geringer aus, wobei dieser, wie festgestellt, zusätzlich abnimmt, je näher sich die Belastungsposition am linken Ballenrand befindet.

Die mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit der Meßrolle ansteigende Meßlagerkraft ist durch die auftretenden Zentrifugalkräfte begründet, deren zu berücksichtigender Einfluß auf die Meßergebnisse infolge ihrer relativ geringen Höhe bei steigender Rollenbelastung schnell abnimmt. Eine sichtbare Beeinflussung der Meßergebnisse ist somit ab einer Kraftbeaufschlagung von 3 kN, unabhängig von der Belastungsposition, nicht mehr gegeben.

Durch den zumindest im unbelasteten Rollenzustand gegebenen Einfluß der Zentrifugalkräfte erklären sich aber die zu Beginn jeder Meßreihe trotz Offset-Subtraktion der Kraftmeßdosen festzustellende geringe Meßlagerkraft von $0,2 \pm 0,03$ kN.

Einfluß der Lagertoleranzen

Die Untersuchungsergebnisse der zur Abschätzung des Einflusses der Lagertoleranzen durchgeführten Meßreihe zeigen, daß eine Radialverschiebung des Innen- und Außenrings des Meßlagers zueinander nicht auftritt und zwar unabhängig von der Höhe der Kraft, mit der die Rolle belastet wird, und somit auch unabhängig von der dadurch im Meßlager hervorgerufenen Lagerkraft, **Bild 5-10**.

Die radiale Lagerluft, als das Maß der möglichen Verschiebung eines Lagerrings gegenüber dem anderen in radialer Richtung von einer Grenzstellung in die andere, kann somit, wenn sich die Meßrolle im belasteten Zustand befindet, als ein zu berücksichtigender Lagertoleranzwert ausgeschlossen werden. Die Frage, inwiefern aber das Maß der durch die radiale Lagerluft möglichen Vertikalverschiebung infolge einer Vorspannung des vorab unbelasteten Meßlagers eine mögliche Störgröße darstellen kann, wurde bereits im gleichen Abschnitt zuvor angesprochen.

In Hinblick darauf, daß es sich bei dem Meßlager um ein Loslager handelt, das in axialer Richtung keine Kräfte aufnimmt, kann aber dagegen die axiale Lagerluft, die die maximal mögliche Verschiebung der beiden Lagerringe zueinander in axialer Richtung quantifiziert, als Einflußgröße generell ausgeschlossen werden.

Die in **Kapitel 5.1.1** beschriebenen Lagerkraftschwankungen bei hoher Kraftbeaufschlagung der Rolle an den Belastungspositionen 6 und 7 lassen in Verbindung mit den ebenfalls aufgetretenen schlagenden Laufgeräuschen im rechten Loslager darauf schließen, daß das entsprechende Lager unter diesen Bedingungen an seine Belastungsgrenzen stößt.

Die als Maß für die durch ein rotierendes Lager aufnehmbare Last geltende dynamische Tragzahl C wird von dem Lagerhersteller FAG Kugelfischer AG, Schweinfurt, für den als rechtes Loslager verwendeten Lagertyp NU208E mit 53 kN angegeben [FAG3]. Bei einer maximal auf die Rolle aufgebrachten Kraft von 7,4 kN ist eine durch zu hohe Lagerkräfte erzeugte Überbeanspruchung des Lagers ohne nähere Lagerberechnung auszuschließen.

Eine weitere mögliche Ursache für Überlastungen von Wälzlagern sind sogenannte Fluchtfehler, unter denen man die Abweichung einer tatsächlichen von der theoretischen Ideallinie, z. B. der Lagerachse von der Wellenachse, versteht [www07]. Ein möglicher Fluchtfehler ist das Verkippen der Lagerringe zueinander, die auf Welledurchbiegung infolge der Betriebsbelastung zurückgehen. Die für das verwendete Zylinderrollenlager maximal zulässige Verkipfung der Lagerringe wird mit vier Winkelminuten angegeben [FAG6].

Zur Abschätzung der durch die Rollendurchbiegung verursachten Verkipfung des äußeren und inneren Lagerrings zueinander wird aus einer Meßreihe zur experimentellen Erfassung der Biegelinie 8 mm vom rechten Ballenrand das Maß der Rollendurchbiegung bei einer Kraftbeaufschlagung der Rolle mit 4,5 kN an der Belastungsposition 6 bestimmt. Bei einer ermittelten Maximaldurchbiegung der Meßrolle von $w = 0,026$ mm in einem Abstand $c_v = 39,65$ mm zum rechten Loslager ergibt sich nach geometrischen Überlegungen die nachfolgende **Gleichung (5.3)**, aus der sich ein Verkipfungswinkel von $\alpha_v = 0,038^\circ = 2,28$ Winkelminuten berechnet.

$$\sin \alpha_v = w/c_v \quad (5.3)$$

Der ermittelte Wert entspricht zwar noch nicht der kritischen Lagerverkipfung von vier Winkelminuten, allerdings treten die starken Meßschwankungen und die Lagergeräusche auch erst bei größeren Rollenbelastungen auf, für die aber keine zu untersuchenden Messungen der Rollendurchbiegung vorliegen, ebenso nicht für hohe Rollenbelastungen an der Belastungsposition Pos. 7, **Bild 4-4**. Tendenziell wird aber deutlich, daß die Rollendurchbiegung in diesen Fällen ein kritisches Maß der Lagerverkipfung erreichen kann, was in Verbindung mit der nachgewiesenen Rollenumwucht zu einem Schlagen der Rolle und dadurch zu den festgestellten Schwankungen im Meßlager geführt hat.

Trotz dieser Annahme läßt sich der experimentell festgestellte Einfluß auf die Meßergebnisse für die Betrachtung eines realen Belastungsfalles im Walzbetrieb vernachlässigen, da es auszuschließen ist, daß der entsprechende Bandbelastungsschwerpunkt selbst bei starken Bandmittenwellen in dem Ballenbereich der Belastungspositionen 6 oder 7 ansetzt, **Bild 4-4**.

5.2.3 Analyse des Einflusses der Kraftsensorfederkonstante

Die in **Kapitel 5.1.4** bestimmte Federkonstante bzw. das damit unter Last verbundene Absinken des zur Messung der Meßlagerkräfte verwendeten Kraftsensors hat einen bedeutenden und daher näher zu betrachtenden Einfluß auf die Meßergebnisse und somit auf das Maß der Abweichungen von den über den Rechenalgorithmus des Modellansatzes berechneten Meßlagerkräften.

Eine Kernkomponente des in dem Modellansatz zur rechnerischen Erfassung der Lagerreaktionskräfte angewandten Kraftgrößenverfahrens ist die in den Lagerpunkten auszuschließende Verformung bzw. Vertikalverschiebung der als statisch gelagerter Balken betrachteten Meßrolle, **Kapitel 3.5**. Das durch die Stauchung des Kraftsensors begründete Absinken des Meßlagers läuft dieser idealisierten Modellannahme zuwider und kann somit auch nicht mit dem vorgestellten, auf Grundlage des Kraftgrößenverfahrens arbeitenden Rechenansatz hinreichend genau beurteilt werden. Um dennoch eine Aussage über das Maß der Beeinflussung der Meßwerte durch das Absinken des Meßlagers tätigen zu können und daraus Rückschlüsse auf notwendige Adaptierungsmaßnahmen für eine auf der Basis des entwickelten Modellansatzes betriebene Einrichtung zur Messung der Bandplanheit zu ziehen, wurde der Einfluß verschiedener Federkonstanten des Kraftsensors auf die Meß-

lagerkraft mit Hilfe des technisch anerkannten numerischen Näherungsverfahrens der Finite-Elemente-Methode untersucht. Hierfür wurde die Simulationssoftware „Simufact“ der Firma simufact Engineering GmbH, Hamburg, verwendet, die sich unter anderem für lineare und nichtlineare Spannungsanalysen in statischen und dynamischen Systemen eignet [www008].

Im Rahmen dieser Untersuchungen sollte weiterhin durch einen Abgleich dieser für verschiedene Federsteifigkeiten berechneten Meßlagerkräfte mit den experimentell erfaßten Werten abgeschätzt werden, ob neben dem vorab in Form einer Federkonstante bestimmten Maß der Stauchung des verwendeten Kraftsensors eine weitere Einflußgröße die Meßergebnisse maßgeblich beeinträchtigt.

Zur Bestimmung des Einflusses eines lastbedingten Absinkens des Meßlagers auf die Meßlagerkraft wurde mit der FEM-Software „Simufact“ das Meßlager rechnerisch mit verschiedenen Federkonstanten versehen und die jeweils bei einer an der Rollenposition 2 aufgebraachte Belastung von 5 kN im Meßlager hervorgerufenen Lagerreaktionskräfte ermittelt.

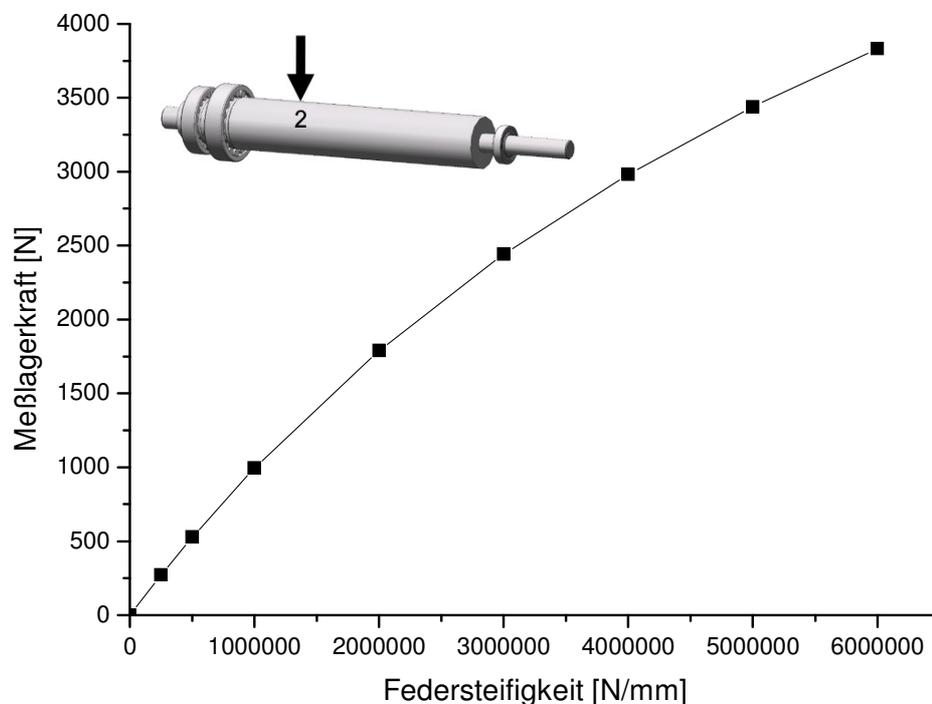


Bild 5-17: Kraftantwort im Meßlager mit zunehmender Federsteifigkeit bei 5 kN

Dem **Bild 5-17**, in dem die verschiedenen Federsteifigkeiten über die berechneten Meßlagerkräfte aufgetragen sind, ist zu entnehmen, daß die im Meßlager erzeugte Lagerreaktionskraft mit zunehmender Federsteifigkeit deutlich ansteigt, was den erheblichen Einfluß eines lastbedingten Absinkens des Meßlagers auf die Meßergebnisse dokumentiert.

Weiterhin läßt sich feststellen, daß für die in **Kapitel 5.1.4** experimentell bestimmte Federkonstante des Kraftsensors von 119 kN/mm sich bei einer Rollenbelastung von 5 kN eine rechnerische Meßlagerkraft von gerade mal ca. 250 N ergibt. Vergleicht man diesen Wert mit der experimentell erfaßten Meßlagerkraft für die identische Belastungsposition und Kraftbeaufschlagung, **Bild C-2**, zeigt sich aber, daß der gemessene Wert mit ca. 3 kN davon deutlich abweicht, was statt dessen auf eine real vorliegende Federkonstante des Kraftsensors bzw. des Meßlagers von 4000 kN/mm hinweist. Ein für diese Federkonstante mit „Simufact“ berechneter theoretischer Belastungsfall an der Rollenposition 2 ist für Belastungskräfte von 1 bis 5 kN im nachfolgenden **Bild 5-18** dargestellt.

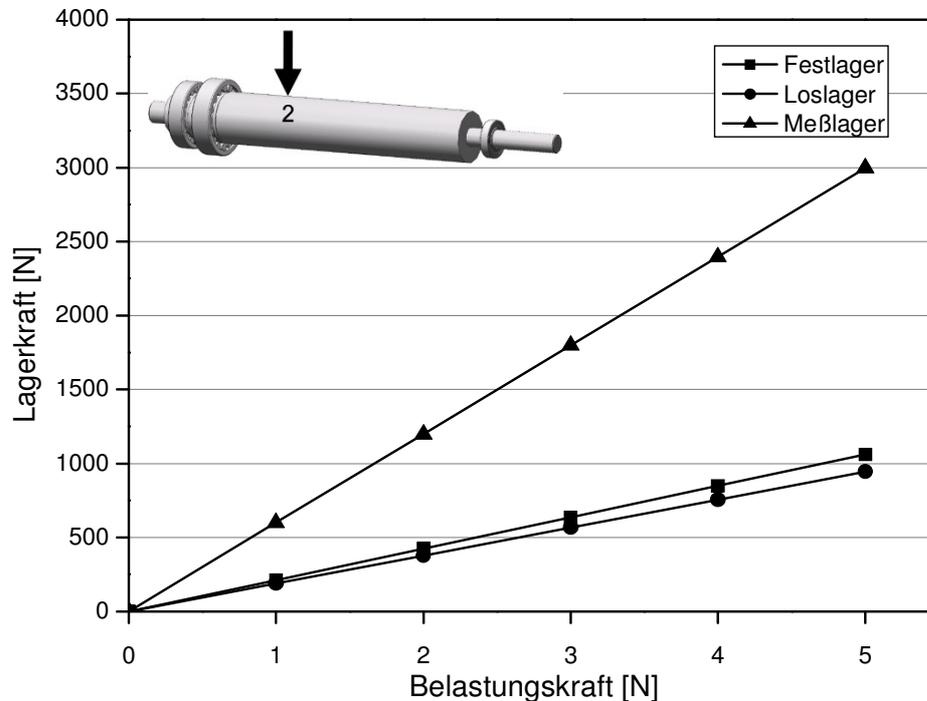


Bild 5-18: Theoretische Belastung der Meßrolle mit verschiedenen Kräften (FEM)

Ein Abgleich mit der für diese Rollenposition durchgeführten Meßreihe, **Bild C-2**, zeigt, daß sich die Ergebnisse für sämtliche Belastungskräfte mit den experimentell ermittelten Werten decken.

Eine weitere, diesmal an der Rollenposition 4 mit identischer Federkonstante durchgeführte Berechnung eines theoretischen Belastungsfalls, **Bild 5-19**, ergibt dagegen deutliche Abweichungen von den für diese Rollenposition experimentell ermittelten Werten, **Bild 5-2**, wobei das Maß der Abweichung mit zunehmender Belastungskraft abnimmt.

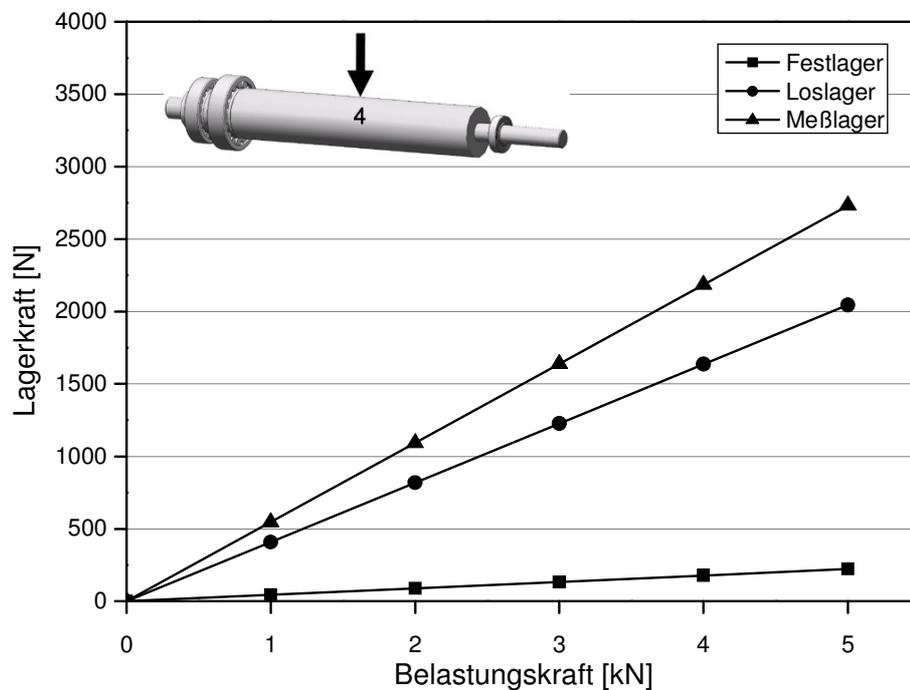


Bild 5-19: Theoretische Belastung der Meßrolle an Position 4 mit verschiedenen Kräften (FEM)

Ein für die übrigen Rollenpositionen durchgeführter Vergleich zwischen berechneten und experimentell ermittelten Meßlagerkräften bestätigt diese Feststellung. Somit läßt sich zwar für jede Rollenposition eine entsprechende Federkonstante, wie vorgestellt, empirisch bestimmen, eine rechnerische Abbildung der experimentell ermittelten Meßwerte ist damit aber jeweils nur für die identische Rollenposition möglich.

Die Unstetigkeit der für die Berechnung von Belastungsfällen an verschiedenen Rollenpositionen ermittelten Federkonstante sowie die Feststellung, daß die Federkonstante des Kraftsensors trotz deren exakter experimenteller Bestimmung weder durch die durchgeführten Versuche noch durch die numerische FEM-Simulation quantitativ bestätigt wird, läßt darauf schließen, daß neben dem qualitativ erkannten Einfluß der Lagerabsenkung infolge der Kraftsensorfederkonstante eine weitere signifikante Einflußgröße die Meßergebnisse beeinflusst.

In Hinblick auf die weiteren im Rahmen dieser Arbeit untersuchten und teilweise bestätigten meßbeeinflussenden Faktoren konnte allein der Einfluß der durch das Unterfüttern des Meßlagersattels verursachten Vertikalverschiebung des Meßlagers bzw. die positive Vorbiegung der Meßrolle im Bereich des Meßlagers nicht abschließend beurteilt und quantifiziert werden, was darauf hinweist, daß die Ursache für die oben genannten Divergenzen in dieser Störgröße zu finden sind.

5.2.4 Analyse der experimentell erfaßten Biegelinien

Die an verschiedenen Rollenpositionen und für unterschiedliche Belastungskräfte ermittelten Durchbiegungen der Meßrolle sind zur Analyse der sich daraus ergebenden Biegelinien beispielhaft für die Belastungsposition 2 in dem nachfolgenden **Bild 5-20** dargestellt.

Obwohl die Biegelinien den realen Verlauf qualitativ erfassen, muß deren hinreichend genaue quantitative Aussagekraft in Frage gestellt werden. Grund hierfür sind die in **Kapitel 5.1.4** erlangten Erkenntnisse über den Hystereseeffekt des dort verwendeten Wegaufnehmers, der auch bei den hier zu analysierenden Meßreihen zur Bestimmung der Rollendurchbiegung eingesetzt wurde. Durch die ständig zu- und abnehmenden Belastungen des Wegaufnehmers infolge der Unwucht der Meßrolle ist davon auszugehen, daß der festgestellte Hystereseeffekt, wie dem **Bild 5-14** zu entnehmen, Meßdifferenzen bzw. Meßwertschwankungen von bis zu 8 µm bei identischer Belastungskraft zur Folge hat. Bezogen auf die ermittelten Durchbiegungswerte ergibt sich daraus ein Fehlerpotential von ca. 20 % bei einer Rollenbelastung von 4 kN bzw. von ca. 40 % bei 2 kN Rollenlast.

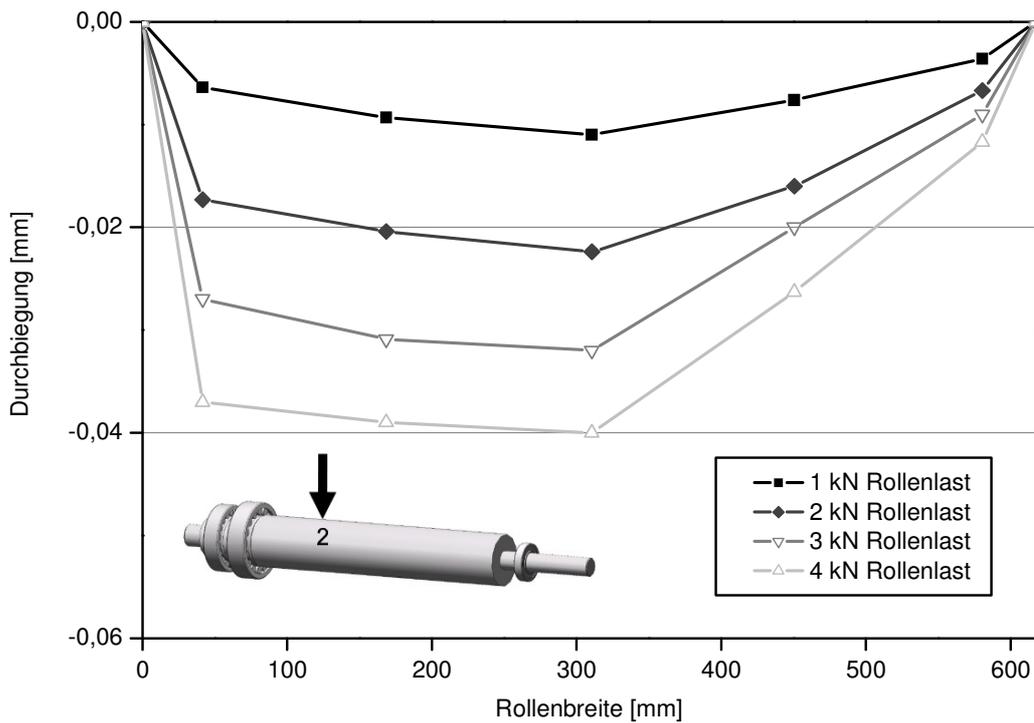


Bild 5-20: Biegelinien für verschiedene Rollenbelastungen an Pos. 2

Aus diesem Grund wurden die Rollendurchbiegungen für die verschiedenen Rollenpositionen und Belastungskräfte zusätzlich mit Hilfe der FEM-Simulation ermittelt, um hieraus geeignete Informationen über das Verhältnis der Rollendurchbiegung zu den anderen Vertikalverschiebungen der Rollenachse infolge der Stauchung des Kraftsensors und der Vorspannkraft des Meßlagers zu erhalten. Hierbei wurde zur Begrenzung des Prozeßmodellierungsaufwands die Gelenkcharakteristik der Lager am Rollenzapfen durch eine feste Einspannung idealisierend substituiert.

In dem nachfolgenden **Bild 5-21** ist die Rollendurchbiegung beispielhaft für eine an der Rollenbelastungsposition 2 aufgebrachten Belastungskraft von 2 kN als Halbschnitt bzw. Senkrechtschnitt entlang der Rollenrotationsachse dargestellt. Zur besseren Visualisierung der geringen Durchbiegungswerte sind diese mit einem Faktor 100 skaliert.

Anhand der farblichen Darstellung läßt sich das wirkliche Maß der Rollendurchbiegung über die Rollenbreite entnehmen, das um ca. eine 10er-Potenz geringer ausfällt, als die mittels des hysteresebefahenen Wegaufnehmers erfaßten Werte, woraus sich eine deutliche Rechtfertigung für die alternativ durchgeführte FEM-Simulation ableitet.

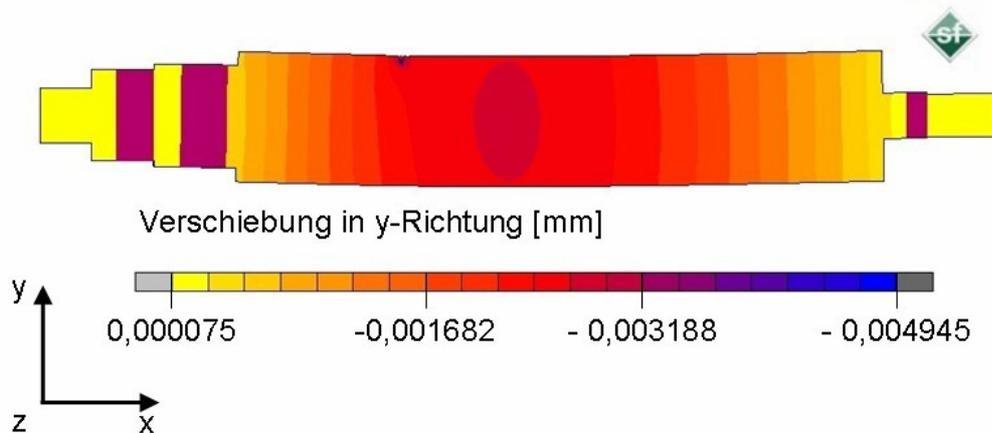


Bild 5-21: FEM-Darstellung der Rollendurchbiegung im Halbschnitt infolge einer 2 kN Belastung an der Rollenposition 2 mit einem Skalierungsfaktor = 100

Als ergänzende Information zu den ermittelten Rollendurchbiegungen wurden die Spannungszustände infolge der Rollenbelastung ebenfalls mittels FEM-Simulation ermittelt und im nachfolgenden **Bild 5-22** visualisiert.

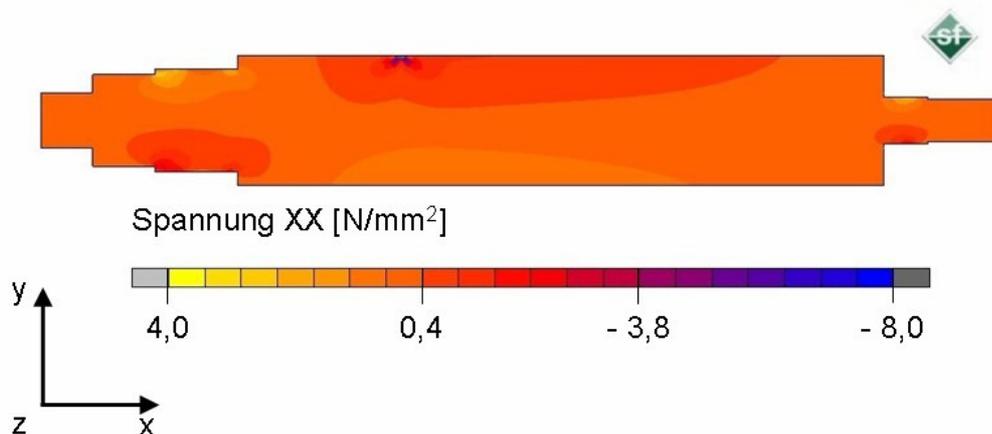


Bild 5-22: FEM-Darstellung der Axialspannung im Halbschnitt infolge einer 2 kN Belastung an der Rollenposition 2

Eine entsprechende Darstellung der Rollendurchbiegung und der Axialspannung für eine an der mittleren Rollenposition 4 mit einer Belastung von 5 kN beaufschlagten Meßrolle ist im Anhang zu finden, **Bild C-10** und **Bild C-11**.

5.3 Abgleich der Meßergebnisse mit dem Rechenalgorithmus

Bei der Analyse der im Rahmen der experimentellen Betrachtung des Modellansatzes durchgeführten Meßreihen stellt man fest, daß die erfaßten Meßlagerkräfte deutlich geringer ausfallen als die über den Rechenalgorithmus des Modellansatzes berechneten Werte und als ursprünglich bei der Dimensionierungsbetrachtung der Rollenlagerung angenommen. Die maßgebliche Ursache hierfür ist die mögliche Vertikalverschiebung des Meßlagerpunktes, deren erheblicher Einfluß auf die Höhe der Meßlagerkraft anhand der Betrachtung eines lastbedingten Absinkens des Meßlagers infolge der elastischen Stauchung der unter dem Lager positionierten DMS-Kraftmeßdose mittels der für verschiedene Federkonstanten durchgeführten FEM-Simulation nachgewiesen werden konnte.

Zur Abschätzung des durch die vorab analysierten meßbeeinflussenden Faktoren verursachten Fehlerpotentials sind in dem nachfolgenden **Bild 5-23** für ansteigende, beispielhaft an der Rollenposition 2 aufgebraachte Belastungskräfte die experimentell erfaßten und die mittels des im Rahmen des Modellansatzes entwickelten Rechenalgorithmus berechneten Meßlagerkräfte grafisch gegenübergestellt.

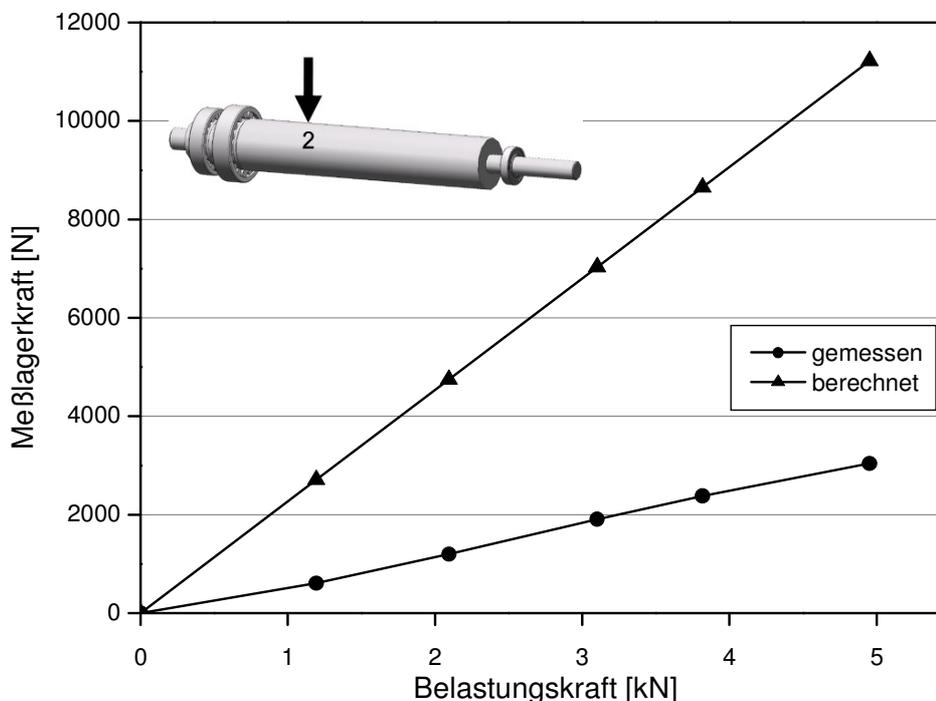


Bild 5-23: Vergleich experimentell und rechnerisch ermittelter Meßlagerkraft

Hieraus ergibt sich an der Belastungsposition 2 für die über den Modellansatz berechneten und der experimentell erfaßten Meßlagerkraft ein relativer Fehler von 75 ± 2 %.

Betrachtet man vergleichsweise das für dieselbe Belastungsposition im Rahmen der theoretischen Fehlerbetrachtung abgeschätzte Fehlerpotential infolge einer Lagervertikalverschiebung, ergibt sich für eine Nachgiebigkeit von $0,25 \mu\text{m/kN}$, was der durch die FEM-Berechnung bestimmten Federkonstante von 4000 kN/mm entspricht, **Kapitel 5.2.3**, ein theoretischer relativer Fehler von $73,5$ %, **Bild 3-12**.

Diese annähernde Übereinstimmung zwischen dem experimentell ermittelten relativen Fehler und dem vorab allein für ein lastbedingtes Absinken des Meßlagers abgeschätzten theoretischen Fehler beweist den signifikanten Einfluß, den eine Lagervertikalverschiebung auf die Genauigkeit der Meßergebnisse hat.

Eine Untersuchung der für die übrigen Belastungspositionen ermittelten Werte (siehe beispielhaft **Bild C-12**) ergibt einen nicht linearen Anstieg des relativen Fehlers mit zunehmendem Abstand der Belastungsposition zum Meßlager von 64 ± 2 % an der 1. Rollenposition bis 84 ± 2 % an der Rollenposition 7.

Aufgrund des festgestellten großen Fehlerpotentials wird deutlich, daß der von einer in den Lagerpunkten auszuschließenden Vertikalverschiebung der als statisch gelagerter Balken angenommenen Meßrolle ausgehende Rechenalgorithmus ohne entsprechende Adaption nicht geeignet ist, den vorliegenden Fall einer elastischen Meßrollenlagerung abzubilden.

Betrachtet man dabei das Absinken des Meßlagers infolge der Kraftsensorfederkonstante, so läßt sich dieses Verhalten durch eine entsprechende Erweiterung des verwendeten Kraftgrößenverfahrens berücksichtigen. Hierfür müssen die beiden **Gleichungen (3.19)** und **(3.20)** zur Berechnung von δ_{10} und δ_{11} um den Verformungsanteil des als Feder fungierenden Meßlagers wie nachfolgend gezeigt erweitert werden [GrHa02].

Für das statisch bestimmte Hauptsystem:

$$\bar{1} * \delta_{10} = \int \frac{M_1 M_0}{EJ} dx + \sum \frac{F_0 * F_1}{R} \quad (5.4)$$

Für das virtuelle System:

$$\bar{1} * \delta_{11} = \int \frac{M_1 M_1}{EJ} dx + \sum \frac{F_1 * F_1}{R} \quad (5.5)$$

Während sich entsprechend dieser beiden Gleichungen für den Verformungsanteil infolge der Meßlagerfederkonstante im statisch bestimmten Hauptsystem ein Wert von 0 ergibt, da dort die Meßlagerkraft entfernt wurde, **Kapitel 3.5**, resultieren im virtuellen System Verformungswerte, die mit abnehmender Federsteifigkeit R erwartungsgemäß ansteigen. Hieraus folgt entsprechend **Gleichung (3.22)** der festgestellte Effekt, daß die Meßlagerkraft bei identischer Rollenbelastung mit zunehmender Federnachgiebigkeit immer geringer ausfällt.

Während somit der reine Einfluß des Meßlagerabsinkens infolge der lastbedingten Stauchung des Kraftsensors durch eine entsprechende Adaptierung bzw. Ergänzung des Rechenalgorithmus berücksichtigt werden kann, lassen sich die übrigen erkannten, aber im Gegensatz zu der Federkonstante der Kraftmeßdose nicht quantifizierten Einflußfaktoren infolge der Lagervorspannkraft rechnerisch nicht abbilden.

Aufgrund dieser Erkenntnisse muß es daher das Ziel sein, durch eine entsprechende Modifizierung bzw. Optimierung der Meßrollenapparatur die erkannten Störfaktoren zu eliminieren oder zumindest deren Einfluß auf die Meßergebnisse so weit zu reduzieren, daß sich vorliegende Rollenbelastungszustände über den Modellansatz bzw. den darin integrierten Rechenalgorithmus hinreichend genau abbilden lassen.

6 ZUSAMMENFÜHRUNG DER ERKENNTNISSE

Im Rahmen der experimentellen Betrachtung des Modellansatzes wurden mit der Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse, der Ermittlung meßbeeinflussender Faktoren, der Bestimmung der Kraftsensor-Federkonstante, der Erfassung der Biegelinie und dem abschließenden Abgleich der Meßergebnisse mit dem entwickelten Rechenalgorithmus verschiedene Untersuchungsschwerpunkte bearbeitet und analysiert. Um aus den jeweiligen Ergebnisanalysen die richtigen Rückschlüsse in Hinblick auf die notwendigen Modell- und Systemoptimierungen für einen späteren praxisbezogenen Anwendungsfall einer auf Basis des Modellansatzes arbeitenden Meßrolle ziehen zu können, macht es zum Abschluß Sinn, die gewonnenen Erkenntnisse zusammenzuführen und gesamtheitlich zu betrachten.

Unter Berücksichtigung der erkannten Adaptionserfordernisse für die im Laborversuch betriebene Meßrollenapparatur läßt sich die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Strategie zur Messung und Regelung der Bandplanheit zusammenfassend bewerten und notwendiges Optimierungspotential aufzeigen.

6.1 Optimierung der Meßrollenapparatur

Durch die vorab erfolgte Abschätzung und der darauf aufbauenden gezielten Untersuchung der möglichen, die Messung beeinflussenden Faktoren konnten die verschiedenen, auf die Meßergebnisse Einfluß nehmenden Größen bestimmt und das daraus resultierende Fehlerpotential abgeschätzt werden. Mit Hilfe der sich hieraus für die Meßrollenapparatur ergebenden Optimierungsansätze sollen die erkannten Störfaktoren beseitigt oder reduziert bzw. beherrschbar gemacht werden.

Während die in **Kapitel 5.2.2** ermittelten Fehlereinflüsse der Rollenunwucht durch entsprechend enge Fertigungsvorgaben bzw. die der Umdrehungsgeschwindigkeit durch das Aufbringen eines für Haspel gängigen Mindestbandzugs von 5 kN, **Gleichung (4.2)**, leicht zu eliminieren sind, muß einer Vertikalverschiebung des Meßlagers, als verbleibende Störgröße, entsprechend der jeweiligen Ursache durch die nachfolgenden Maßnahmen entgegengetreten werden:

Federkonstante des Kraftsensors

Obwohl sich das Absinken des Meßlagers aufgrund der elastischen Stauchung der unter dem Meßlager positionierten DMS-Kraftmeßdose über die Bestimmung der Federkonstante und deren Einarbeitung in den Rechenalgorithmus mathematisch abbilden und somit theoretisch berücksichtigen läßt, muß es im Sinne einer praxisorientierten Betrachtung das Ziel sein, diese signifikante Einflußgröße auf ein solches Maß zurückzuführen, daß auf eine entsprechende Adaption des Rechenalgorithmus verzichtet werden kann.

Dafür ist es notwendig, die weggebundene DMS-Kraftmessung durch eine möglichst wegunabhängige Messung der Lagerkraft zu ersetzen. Hierbei ist anzumerken, daß Kräfte, die auf ein Medium wirken, immer eine, wenn auch teilweise sehr geringe, Verformung des Werkstoffes verursachen, so daß eine völlig wegfremde Art, Kräfte zu messen, nicht existiert. Eine Meßmethode, bei der das Maß der Verformung auch unter hoher Krafteinwirkung so gering ist, daß sie als nahezu wegunabhängig bezeichnet werden kann, basiert auf dem piezoelektrischen Effekt von dielektrischen Werkstoffen, wie z.B. Quarzkristallen. Erfahren solche Materialien eine mechanische Spannung bzw. eine Krafteinwirkung, kommt es zu Ladungsverschiebungen innerhalb des piezoelektrischen Elements. Diese Ladungsverschiebungen können letztendlich verstärkt und damit zur Kraftmessung genutzt werden. Die auf diesem Prinzip aufbauenden Sensoren werden piezoelektrische Kraftaufnehmer genannt. Aufgrund der hohen Steifigkeit der verwendeten Quarzkristalle haben piezoelektrische Kraftaufnehmer Nennmeßwege bzw. Federnachgiebigkeiten, die in der Regel bei identischer Nennlast um drei 10er-Potenzen geringer ausfallen als Kraftsensoren auf DMS-Basis.

Trotz dieser für die Minimierung der lastbedingten Lagervertikalverschiebung sehr positiven Eigenschaften besteht ein Nachteil der piezoelektrischen Kraftaufnehmer darin, daß es bei längerer, konstanter Kraftbeaufschlagung zu einem Ladungsausgleich bzw. einem Entladungseffekt kommt und somit die elektrische Ladung nicht über beliebig lange Zeiträume aufrechterhalten werden kann. Man spricht daher von einer quasistatischen Meßfähigkeit der piezoelektrischen Aufnehmer, wobei aber eine statische Kalibrierung der piezoelektrischen Kraftaufnehmer nach dem Stand der Technik in den meisten Fällen möglich ist und sich die Ladungsverhältnisse über mehrere Minuten konstanter Lastbeaufschlagung stabil halten lassen, wie z.B. der

erfolgreiche Einsatz von piezoelektrischen Kraftaufnehmern bei den Stressometer-Planheitsmeßrollen zeigt. [KiEg08; Schie91]

Inwiefern sich der Entladungseffekt bei der piezoelektrischen Kraftmessung dauerhaft unterdrücken läßt, z.B. durch geregelte Belastungsveränderungen mittels temporären Aufbringens einer bekannten Zusatzkraft auf die Meßrolle und die entsprechende Weiterentwicklung des Modellansatzes bzw. des Rechenalgorithmus, gilt es im Rahmen von Folgebetrachtungen, die auf den Ergebnissen dieser Arbeit aufbauen, zu untersuchen.

Meßlager-Vorspannkraft

Obwohl es für eine unverfälschte Erfassung der Meßlagerkräfte zwingend erforderlich ist, einen Kraftschluß zwischen Meßlager und Kraftsensor auch im unbelasteten Rollenzustand zu gewährleisten, haben die Untersuchungen zum Einfluß der Meßlager-Vorspannkraft ergeben, daß eine Vertikalverschiebung des Meßlagers infolge einer auf dem Meßlager wirkenden Vorspannkraft zu einer erheblichen Meßergebnisbeeinflussung führt, deren Maß im Vorfeld der experimentellen Betrachtung des Modellansatzes unterschätzt wurde.

Vergleicht man in diesem Zusammenhang den Grad der für die Vorspannkraft ursächlichen Unterfütterung des Meßlagersattels mittels Stahlstreifen in 0,15 mm-Schritten mit dem ermittelten Nennmeßweg der verwendeten Kraftmeßdose von 40µm, **Kapitel 5.1.4**, und mit den im Verhältnis ebenfalls sehr geringen Werten der per FEM-Simulation spezifizierten Rollendurchbiegung, **Kapitel 5.2.4**, folgt daraus die Notwendigkeit eines deutlich präziseren Vorgehens bei der Adjustage des gesamten Lagerunterbaus inkl. Kraftmeßdosenaufnahme und Lagerschale, was zweckmäßigerweise durch die Vorgabe möglichst enger Fertigungstoleranzen für diese Bauteile zu ergänzen ist.

Lagertoleranzen:

Als einzige Lagertoleranz, die Einfluß auf eine Vertikalverschiebung des Meßlagers haben kann, wurde die radiale Lagerluft G_R ermittelt. Obwohl nachgewiesen werden konnte, daß nach erfolgter Kraftbeaufschlagung der Meßrolle bzw. des Meßlagers auch bei Lasterhöhung keine Relativverschiebung in radialer Richtung zwischen äußerem und innerem Lagerring mehr stattfindet, kann es bei dem vorab betrachteten

Unterfüttern des Meßlagers aufgrund der Lagerluft bereits zu einer Vertikalverschiebung des äußeren Meßlagerrings kommen, bevor durch den Kraftsensor ein Kraftschluß zwischen Meßlager und Kraftsensor angezeigt wird. Während die Meßrolle und mit ihr der innere Lagerring des Meßlagers ohne Installation des Lagerunterbaus durch das Festlager und das rechte Loslager getragen und somit vertikal fixiert werden, läßt sich der äußere Lagerring um das Maß der radialen Lagerluft in Vertikalrichtung verschieben. Nach Installation des Lagerunterbaus wird die Meßrolle und der inneren Meßlagerring weiterhin durch die beiden äußeren Lager getragen, während der äußere Lagerring mit zunehmender Unterfütterung des Lagerunterbaus durch die Lagerschale fixiert und vertikal nach oben verschoben wird. Erst wenn der äußere Lagerring um das freie Spiel der radialen Lagerluft in Vertikalrichtung verschoben worden ist, kommt es an der Lagerunterseite zum notwendigen Kraftschluß zwischen äußerem und innerem Lagerring und somit zwischen Meßlager und Kraftsensor. Eine weitere Unterfütterung des Lagerunterbaus hat dann eine Verbiegung der Meßrolle in positive Vertikalrichtung zur Folge, die durch den Kraftsensor in Form der vorab bereits behandelten Vorspannkraft angezeigt wird.

Um die bis zum erfolgten Kraftschluß mögliche Vertikalverschiebung des Meßlagers zu minimieren, sollte dessen radiale Lagerluft einen möglichst geringen Wert aufweisen. Betrachtet man vor diesem Hintergrund die radiale Lagerluft des verwendeten Rollenlagers der Toleranzklasse CN, **Tabelle 4-1**, die vom Hersteller mit 50-85 µm angegeben wird [FAG7], ebenfalls im Vergleich mit den ermittelten Werten des Kraftsensor-Nennmeßweges und der lastabhängigen Rollendurchbiegung, wird der mögliche Einfluß der Lagerluft auf die Meßergebnisse deutlich.

Bei der Konzeption einer optimierten Meßrollenapparatur müssen daher Lagertypen der Toleranzklasse C1NA gewählt werden, die vom Hersteller FAG Kugelfischer AG auch unter der Bezeichnung SP (Super-Präzision) und UP (Ultra-Präzision) geführt werden und für die bei vergleichbaren Lagerabmessungen eine radiale Lagerluft von 5-20 µm angegeben wird [FAG7; FAG8].

Rollengeometrie:

Neben den voran aufgezeigten Ansatzpunkten zur Minimierung der möglichen Vertikalverschiebung des Meßlagers lassen sich diese Maßnahmen zusätzlich durch ein konstruktives Optimierungspotential der Meßrolle unterstützen.

Während bei der Auslegung der Planheitsmeßrolle der Verwendung eines bereits vorhandenen Prüfstands als Basis für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Versuchsanordnung Rechnung getragen werden mußte, sollte eine für den Praxisbetrieb konzipierte Meßrolle so konstruiert werden, daß der Rollenballen eine geringe Biegesteifigkeit aufweist, um das Maß der Rollendurchbiegung im Verhältnis zu einer eventuell verbleibenden Meßlagervertikalverschiebung zu begünstigen. Weiterhin bewirkt ein biegeweicher Meßrollenballen in Verbindung mit einem biegesteifen Meßlagerzapfen eine Erhöhung der Meßgenauigkeit aufgrund der dann in Abhängigkeit von verschiedenen Rollenbelastungszuständen stärker variierenden Meßlagerkraft.

Eine Verringerung der Biegesteifigkeit $E * I$ des Rollenballens läßt sich geeigneterweise durch eine Verlängerung des Rollenballens bzw. gemäß der nachfolgenden **Gleichung (6.1)** durch eine Reduzierung des Rollendurchmessers sowie durch die Verwendung eines Werkstoffes mit geringerem Elastizitätsmodul erreichen, wobei bei der zweitgenannten Maßnahme, wie bereits in **Kapitel 3.7** angeführt, die Temperaturabhängigkeit der E-Moduln zu berücksichtigen ist.

$$E * I = \frac{E * \pi * D_R^4}{64} \quad (6.1)$$

6.2 Bewertung der entwickelten Planheitsmeß- und -Regelstrategie

Bei der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Entwicklung einer Methodik zur indirekten Planheitsbestimmung über die Messung von Lagerkräften als Hilfsgrößen wurde der Fokus auf die gezielte Untersuchung von möglichen Einflußfaktoren und Störgrößen gerichtet.

Mit Hilfe der vorab durchgeführten Fehlerabschätzung konnte eine auftretende, dem entwickelten Modellansatz zuwider laufende Vertikalverschiebung des Meßlagers infolge verschiedener herausgearbeiteter Faktoren als die entscheidende meßbeeinflussende Fehlergröße prognostiziert und durch entsprechende experimentelle Untersuchungen verifiziert werden. Andere ebenfalls untersuchte und auf ihr Fehlerpotential abgeschätzte mögliche Einflußfaktoren, wie z.B. die meßtechnische Erfassung der Bandparameter, die Rollenumdrehungsgeschwindigkeit oder die festgestellte Rollenunwucht, konnten als wenig signifikante Störgrößen bewertet werden oder lassen sich durch geeignete Maßnahmen auf ein nicht weiter zu berücksichtigendes Maß reduzieren.

Eine Bewertung der hierdurch geschaffenen Grundlagen zur Weiterentwicklung einer neuen Strategie zur Messung und Regelung der Bandplanheit auf Basis des vorgestellten Modellansatzes muß sich zum einen daran orientieren, inwiefern sich eine als die signifikante Fehlergröße erkannte Vertikalverschiebung des Meßlagers im notwendigen Maß reduzieren bzw. eliminieren läßt. Hierzu wurden geeignete Maßnahmen sowie weiteres Optimierungspotential aufgezeigt. Zum anderen lassen sich bereits ohne durchgeführte Adaptierungsmaßnahmen mit der verwendeten Meßrollenapparatur verschiedene Rollenbelastungszustände reproduzierbar erfassen und unterscheiden, was als starkes Argument für das Potential des entwickelten Modellansatzes zu werten ist.

Die Vor- und Nachteile einer auf den im Rahmen dieser Arbeit erlangten Erkenntnissen aufbauenden Weiterentwicklung eines kostengünstigen Alternativsystems zur Planheitsmessung lassen sich in Hinblick auf einen angestrebten Praxiseinsatz wie folgt benennen:

Nachteile:

- Bandführung oder Bandkantenerfassung notwendig
- Bandkeil/Bandsäbel ist nur bei Information über vorangegangene Gerüstschiefelage (unterschiedliche Walzständerkräfte) sicher zu interpretieren
- Planheitsfehler „3. Ordnung“ (z.B. durch fehlerhafte Einstellung der Vielzonenkühlung) werden als quadratische Fehler („2. Ordnung“) detektiert.

Vorteile:

- einfacher, störungsunanfälliger Aufbau
- geringer Investitionsaufwand
- geringer Wartungsaufwand
- Nutzung eines einfachen Rechenmodells
- Messung an einer einzigen, nicht rotierenden Meßstelle
- keine Meßstelle im Bereich der Bandauflagefläche, daher auch bei der Warmbandproduktion einsetzbar.

6.3 Weitere Optimierungsansätze

Außer den in **Kapitel 6.1** aufgezeigten notwendigen Adaptionsmaßnahmen bietet die verwendete Meßrollenapparatur weitere Optimierungsansätze, von denen einige nachfolgend benannt werden und sich in einer auf den Ergebnissen dieser Arbeit aufbauenden Folgearbeit weitergehend untersuchen lassen:

Neben der vorab angesprochenen Erhöhung der Meßgenauigkeit durch Verringerung des Rollendurchmessers oder durch den Einsatz eines Rollenwerkstoffs mit geringerem Elastizitätsmodul kann die Meßrolle auch als Hohlkörper ausgeführt werden, der beidseitig auf die Lagerzapfen aufgeschraubt wird. Als zusätzliche Sicherung bietet sich dabei die Verbindung der beiden Lagerzapfen durch eine in der Hohlrolle verlaufende Ankerstange an, die zur Vermeidung von Meßwertbeeinflussungen aus einem möglichst biegeweichen Material gefertigt werden sollte. Eine gewünschte Verringerung der Biegesteifigkeit des Bandauflegebereichs kann auch durch eine Hohlrollenkonstruktion erreicht werden, bei der der Rollenmantel extrem dünnwandig ausgeführt und durch dicht angeordnete Stützscheiben abgestützt wird, die wiederum auf der Ankerstange fixiert sind. Eine Ausführung als Hohlrolle hat weiterhin den Vorteil, daß das Schwungmoment gegenüber einer Rolle aus Vollmaterial verringert wird, was den bei geringen Rollenbelastungen festgestellten Einfluß der Fliehkräfte auf die Meßergebnisse reduziert und auch für das Beschleunigen und Abbremsen der Meßrolle von Vorteil ist. Die Verwendung eines Rollenmaterials mit geringem spezifischem Gewicht wirkt sich in dieser Hinsicht ebenfalls positiv aus.

Ein weiterer Optimierungsansatz befaßt sich mit der gezielten Einleitung eines zusätzlichen Biegemoments in die Meßrolle durch das Aufbringen einer Zusatzkraft auf den das einzelne Loslager tragenden rechten Rollenzapfen, wodurch der zur Bestimmung der Meßlagerkraft verwendete Kraftsensor auch bei stark unterschiedlichen Bandabmessungen und Bandzugkräften immer im optimalen Meßbereich gehalten werden kann. Weiterhin lassen sich somit auch, wie bereits in **Kapitel 6.1** angesprochen, eventuell notwendige Lastveränderungen zur Verhinderung von Entladungseffekten bei der Verwendung von piezoelektrischen Kraftaufnehmern gezielt steuern. In beiden Fällen muß die Höhe der aufgebrauchten Zusatzkraft bekannt sein und daher ebenfalls meßtechnisch erfaßt werden, um deren Einfluß auf die Meßlagerkraft in dem entsprechend weiterzuentwickelnden Rechenalgorithmus berücksichtigen zu können.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Beim Flachwalzen zählt die Bandplanheit zu den entscheidenden Qualitätsmerkmalen, besonders bei der Erzeugung von kaltgewalzten Stahlbändern. Das beim Walzprozeß erreichte Maß der Bandplanheit hat erheblichen Einfluß auf die dem Walzprozeß nachfolgenden Verarbeitungsschritte und stellt somit nicht nur ein wichtiges Qualitätsmerkmal für das Endprodukt dar, sondern auch einen bedeutenden Prozeßparameter für die gesamte Prozeßkette der Flacherzeugnisherstellung. Eine gute Bandplanheit ist daher ein bedeutender Faktor für die Wirtschaftlichkeit der gesamten Prozeßkette. Die zur Erfassung der Bandplanheit eingesetzten Planheitsmeßsysteme nach dem Stand der Technik sind aufgrund moderner und zumeist sensibler Meßtechnik oft störungsanfällig und vor allem kostenintensiv, was dazu führt, daß sie in der Regel nur dort eingesetzt werden, wo auch eine gezielte Einflußnahme bzw. Korrektur der Bandplanheit vorgenommen werden kann, obwohl eine verlässliche Information über eventuelle Planheitsfehler gerade auch für die der Walzstraße nachfolgenden Prozeßschritte sehr hilfreich wäre.

Die Zielsetzung dieser Arbeit besteht daher in der Schaffung von Grundlagen zur Entwicklung neuer Strategien zur Messung und Regelung der Bandplanheit beim Flachwalzen, auf deren Basis sich nach Möglichkeit Alternativsysteme zur Planheitsmessung ausarbeiten lassen, die bei ausreichender Meßgenauigkeit eine deutliche Reduzierung von Investitions- und Wartungskosten ermöglichen.

Zur Erreichung dieser Zielsetzung wird ein analytischer Modellansatz entwickelt, der, von einem berührungsbehafteten Meßrollenprinzip ausgehend, als Hauptcharakteristika einen quadratischen Funktionsansatz für die Bandzugspannung und den Banddickenverlauf sowie die Wahl von Quer- bzw. Lagerreaktionskräften als meßtechnisch erfaßbare Hilfsgrößen aufweist. Hierauf aufbauend lassen sich mit Hilfe eines dem Modellansatz hinterlegten Algorithmus die gemessenen Lagerreaktionskräfte mit rechnerisch ermittelten, theoretischen Werten für ein absolut planes Band vergleichen und als relative Bandplanheit interpretieren. Bei der Aufstellung des Rechenalgorithmus wird der Notwendigkeit eines möglichst geringen mathematischen Aufwands Rechnung getragen, um die Ergebnisse im Gegensatz zu einer numerisch basierten Simulation mittels Finite-Elemente-Methode sofort für die im Produktionsprozeß geforderte „Online“-Planheitsmessung zur Verfügung stellen zu können.

Für die experimentelle Betrachtung des entwickelten Modellansatzes wird auf der Basis eines bestehenden Prüfstands eine Meßrollenapparatur konzipiert, auf der sich die durch verschiedene Bandzugspannungsverhältnisse auf eine Rolle wirkenden resultierenden Einzelkräfte simulieren und messen lassen. Bei der konstruktiven Auslegung der Planheitsmeßrolle ist es zum einen das Ziel, ein Augenmerk auf die grundlegenden Anforderungen möglicher Anwendungsfälle in der Praxis zu legen, zum anderen muß aber auch den geometrischen Vorgaben des bereits vorhandenen Basisprüfstands Rechnung getragen werden.

Im Rahmen mehrerer Versuchsreihen wird für verschiedenste Belastungszustände die Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse untersucht und die entsprechenden Biegelinien meßtechnisch aufgenommen. Dabei läßt sich durch die Analyse jeweils adäquater Meßreihen eine Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse für den gewählten Meßrollenaufbau nachweisen, woraus sich der für den Modellansatz günstige Schluß ergibt, daß jedem Rollenbelastungszustand eine bestimmte korrelierende Lagerkraft zugeordnet werden kann.

In weiteren Versuchsreihen soll der methodische Ansatz einer indirekten Planheitsbestimmung über die Messung von Lagerkräften gezielt auf mögliche Einflußfaktoren und Störgrößen untersucht werden. Hierfür wird der entwickelte Modellansatz vorab mittels einer theoretischen Fehlerbetrachtung qualitativ abgeschätzt, um somit signifikante bzw. weniger signifikante Einflußfaktoren und Störgrößen zu definieren und darauf die im Rahmen dieser Untersuchung durchzuführenden Experimente abzustimmen. Mit Hilfe dieser vorab durchgeführten Fehlerabschätzung kann eine mögliche, dem entwickelten Modellansatz zuwider laufende Vertikalverschiebung des Meßlagers, u.a. infolge einer lastbedingten Stauchung des zur Messung der Meßlagerkraft verwendeten Kraftsensors, als die entscheidende meßbeeinflussende Fehlergröße quantitativ prognostiziert und durch die daraufhin durchgeführten experimentellen Untersuchungen entsprechend verifiziert werden. Andere ebenfalls zu untersuchende und auf ihr Fehlerpotential abzuschätzende mögliche Einflußfaktoren, wie z.B. die meßtechnische Erfassung der Bandparameter, die Rollenumdrehungsgeschwindigkeit oder eine festgestellte, fertigungsbedingte Rollenunwucht, können als wenig signifikante Störgrößen bewertet werden, oder es lassen sich geeignete Maßnahmen aufzeigen, diese auf ein nicht weiter zu berücksichtigendes Maß zu reduzieren.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse über mögliche Fehlerquellen bzw. vorhandene Defizite der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Meßapparatur werden die im Hinblick auf einen späteren Praxiseinsatz notwendigen Ansätze zur Modifizierung und Optimierung der im Laborversuch betriebenen Meßeinrichtung und des idealisierten Berechnungsansatzes zur Bestimmung der Bandplanheit abgeleitet und definiert, wobei sich der Fokus auf die notwendige Minimierung einer möglichen Vertikalverschiebung des Meßlagers, u.a. durch die alternative Verwendung von piezoelektrischen Kraftaufnehmern zur Erfassung der Lagerkräfte und durch den Einsatz von sogenannten Super- bzw. Ultra-Präzisionslagern, die besonders enge Lagertoleranzen aufweisen, richtet.

Inwiefern sich auf der Basis einer modifizierten und optimierten Meßrollenapparatur, wie angestrebt, ein kostengünstiges Alternativsystem weiterentwickeln läßt, mit dem eine verlässliche Planheitsdetektierung an den dem Walzprozeß nachgelagerten Anlagen oder auch eine Planheitsregelung beim eigentlichen Walzprozeß realisiert werden kann, muß durch weitergehende Untersuchungen validiert werden, die auf den im Rahmen dieser Arbeit geschaffenen Grundlagen zur Entwicklung neuer Planheitsmeß- und -Regelstrategien aufbauen.

8 LITERATURVERZEICHNIS

- [AnGo99] ANABUKI, Y.; GOTO, Y.: On-line Size and Shape Measurement Techniques for Hot Steel Rolling Process. In: Kawasaki Steel Giho, Band 31 (1999), Heft 4, Seite 201-204
- [AnSu05] ANDRITZ SUNDWIG GMBH: Planheitsregelsysteme : shape:tronic System, Hemer, 04/2005
- [Asea85] ASEA: Stressometer Planheits-Meß- und Regelsystem QUSM 200, ASEA-Handbuch, 2. Auflage Januar 1985
- [Ass83] ASSMANN, B.: Technische Mechanik Band 2 : Festigkeitslehre, Oldenbourg Verlag, München, 1983
- [Bart86] BARTEN, A.: Neue Konzepte der Planheitsregelung an Folienwalzgerüsten. In: GALLA, H. (Hrsg.) ; JUNG, H. : Walzen von Flachprodukten. Oberursel : DGM Informationsgesellschaft Verlag, 1987, S. 91-101
- [Bart02] BARTEN, A.: Aluminium rolling mill technology : Future concepts in thin-strip and foil rolling. Landsberg 2002. Verlag moderne Industrie, 2002
- [BeTN88] BERGER, B.; THIES, H.; NEUSCHÜTZ, E.; MÜCKE, G.: Vorrichtung zur Messung der Spannungsverteilung über die Breite von biegsamen Bändern, insbesondere von Stahlbändern beim Kaltwalzen. Deutsche Patentschrift DE 2630410 C2, März 1988
- [BöAn04] BÖRCHERS, J.; ANTOINE, C.P.: Measurement technology for enhancing high-end product quality and process stability. In: MPT International (2004), Heft 5, Seite 34-44
- [BroSa06] BROMMUNDT, E.; SACHS, G.; SACHAU, D: Technische Mechanik. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, München, 2006
- [Brüh02] BRÜHL, F.: Induktive Durchlaufglühanlagen zur Rekristallisation von kaltgewalztem Stahlband. Aachen, RWTH - Institut für Eisenhüttenkunde, Dissertation, 2002
- [Bur03] BURSTER PRÄZISIONSMESSTECHNIK GMBH & CO KG: Zug-Druck-Kraftsensor Typ 8524, Ausgabe 10/2003

- [ChKa99] CHRISTOFORI, K.; KAULEN, J.; KENSY, T.: Neuartige berührungslose Reckgraderfassung - Vorteile und Erfahrungen. In: Aluminium, Band 75 (1999) Heft 10, Seite 866-870
- [DaKoP93] DAHL, W.; KOPP, R.; PAWELSKI, O.: Umformtechnik Plastomechanik und Werkstoffkunde. Verlag Stahleisen mbH und Springer Verlag, Düsseldorf und Berlin, 1993
- [Dall06] DALLMANN, R: Baustatik 2 : Berechnung statisch unbestimmter Tragwerke, Carl Hanser Verlag, München, 2006
- [DaPo71] DAVIS, N.; PORTER, C.H.: The Development of Non-Contact Shape-meter für Cold Rolled Steel : Conference on Proves Instrumentation in the Metals Industry, Swansea, April 1971
- [DeRa06] DEGNER, M.; RATZEK, U.: Entwicklungen beim Warm- und Kaltwalzen in Vergangenheit und Gegenwart. In: Stahl und Eisen, Band 126 (2006), Heft 7, Seite 96-110
- [DIN 281] DIN ISO 281-1993: Wälzlager; Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer, 1993, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 620] DIN 620-2: 1988-02: Wälzlager; Wälzlagertoleranzen; Toleranzen für Radiallager, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 2089] DIN 2089-1: 1984: Zylindrische Schraubendruckfedern aus runden Drähten und Stäben - Teil 1 : Berechnung und Konstruktion, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 4957] DIN EN ISO 4957: 1999: Werkzeugstähle (ISO 4957:1999), Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 10079] DIN EN 10079: 2007 : Begriffsbestimmungen für Stahlerzeugnisse. Juni 2007, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 10106] DIN EN 10106:1999 : Kaltgewalztes nichtkornorientiertes Elektroblech und –band im schlußgeglühten Zustand. September 1999, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH

- [DIN 10131] DIN EN 10131:2006 : Kaltgewalzte Flacherzeugnisse ohne Überzug und mit elektrolytischem Zink- oder Zink-Nickel-Überzug aus weichen Stählen sowie aus Stählen mit höherer Streckgrenze zum Kaltumformen : Grenzmaße und Formtoleranzen. Normenausschuss Eisen und Stahl (FES), Ersatz für DIN EN 10131:1992-01, September 2006, 14 Seiten
- [DIN 10140] DIN EN 10140: 2006: Kaltband – Grenzabmaße und Formtoleranzen, September 2006, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 10202] DIN EN 10202:2001 : Kaltgewalzte Verpackungsblecherzeugnisse – Elektrolytisch verzinnter und spezialverchromter Stahl. Juli 2001, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 10251] DIN EN 10251:1997 : Magnetische Werkstoffe : Verfahren zur Bestimmung der geometrischen Kenngrößen von Elektroblech und –band. Februar 1997, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DIN 50642] DIN 50642: Prüfung der Formabweichung von Elektroblech und -band und Ermittlung der inneren Spannungen, 1975, Deutsches Institut für Normierung e.V. (Hrsg.). Beuth Verlag GmbH
- [DjFr05] DJUMLIJA, G.; FREYNSCHLAG, W.; KLAUSHOFER, K.: Skin-pass-mill moderinzation in Hungary. In: MPT International, (2005) Heft 3, Seite 60-62
- [Emg04] EMG AUTOMATIONS GMBH: Bandbreitenmessung. Wenden, 09/2004
- [EvSo04] EVERTZ, T.; SONNE, H.-M.; STEINBECK, G.; ENGL, B.: Werkstoffverhalten unter zügiger elastischer Beanspruchung. In: Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Heft 8/2004, Wiley-VCH-Verlag, Weinheim, 2004
- [Fabi85] FABIAN, W. ; et al. : On-line Flatness Measurement and Control of Hot Wide Strip. Metallurgical Plant and Technology, Vol. 8, No. 4, 1985, Seite 68-75
- [FAG1] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3, FAG Kugelfischer AG (1999), S. 10-24

- [FAG2] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3, FAG Kugelfischer AG (1999), S. 30-37
- [FAG3] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3, FAG Kugelfischer AG (1999), S. 278-279, 286-287
- [FAG4] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3 FAG Kugelfischer AG (1999), S. 74-75
- [FAG5] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3, FAG Kugelfischer AG (1999), S. 156-157
- [FAG6] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3, FAG Kugelfischer AG (1999), S. 18, 271
- [FAG7] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3 FAG Kugelfischer AG (1999), S. 78
- [FAG8] FAG WÄLZLAGER: Katalog WL41 520/3 FAG Kugelfischer AG (1999), S. 54
- [FeKe01] FELDMANN, F.; KERKMANN, M.: Prozeßoptimierung an einem CVC-6HS-Reversiergerüst. In: Stahl und Eisen, Band 121 (2001), Heft 8, Seite 81-88
- [FiGr00] FINCK, R.; GRIMM, K.; et al.: Developments in cold rolling mills for aluminium and steel. In: MPT International (2000), Heft 4, Seite 40-51
- [GaJu87] GALLA, H; JUNG, R. (Hrsg.): Walzen von Flachprodukten : Gesellschaft für Metallkunde 1986. DGM Informationsgesellschaft Verlag, Oberursel, 1987
- [GiBa00] GINZBURG, V.; BALLAS, R.: Flat Rolling Fundamentals : Part VIII Profile and Flatness Control. Pittsburgh, USA : Marcel Dekker Inc., New York, 2000
- [Ginz87] GINZBURG, V.B.: US Patent Nr. 4674310, 23 Juni 1987
- [Ginz90] GINZBURG, V.: Geometry of Flat Rolled Products : Rolling Mill Technology Series Vol. 2. Pittsburgh USA, United Engineering Inc., New York 1990
- [GrFe07] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J. (Hrsg.): DUBBEL : Taschenbuch für Maschinenbauer : 22. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2007

- [GrHa87] GROSS; HAUGER; SCHNELL: Technische Mechanik : Statik, Springer Verlag, Berlin, 1987
- [GrHa02] GROSS; HAUGER; SCHNELL: Technische Mechanik : Elastostatik, Springer Verlag, Berlin, 2002
- [GrKo06] GRIMM, W.; KORT, J.; KÖHLER, W.: Verbesserte Produkt- und Prozessqualität nach Modernisierungen an der Ilseburger Grobblechstraße. In: Stahl und Eisen, Band 126 (2006), Heft 2
- [HaBo05] HABERHAUER, H.; BODENSTEIN, F.: Maschinenelemente: Gestaltung : Berechnung : Gestaltung. Springer Verlag, Berlin, 2005
- [Häb04] HÄBERLEIN, M.: Kautschuk- und Kunststoffchemie. Frankfurt, FH – Verfahrenstechnik, Vorlesungsskript, 2004
- [HaHo00] HARTUNG, H.G.; HOLZ, R.; PAWELSKI, H.: Kaltbandertragssteigerung durch das EDC-System. In: Metallwissenschaft und Technik, Band 54 (2000), Heft 10, Seite 581-585
- [Hand00] HANDGE, L.: Gießwalzanlage mit zwei Strängen erzeugt Warmband hoher Qualität. In: MaschinenMarkt, Band 106 (2006), Heft 15, Seite 36-37
- [HBM00] HBM MESS- UND SYSTEMTECHNIK GMBH: Montageanleitung – Induktive Wegaufnehmer mit Tastspitze W2ATK, W5TK bis W20TK, Ausgabe IM-C 09.00-POD, Juni 2000
- [Holz06] HOLZMÜLLER, G.: Inline Measurement of plate geometry throughout the entire production process. In: MPT International, (2006) Heft 5, Seite 66-69
- [Hsu85] HSU, Y.-W.: Process and apparatus for strip flatness and tension measurements. US Patent Nr. 4512170, 23, April 1985
- [Irm08] IRM GROUP SA: Thickness Gauges For Steel Industry. Alleur, Belgium, 2008
- [JaKe05] JACKSON, R.; KELLY, P.; ADAMS, D.: A multi-function measure system for hot-strip mills. In: Iron and Steel review, Band 49 (2005), Heft 5, Seite 57-58, 60, 62

- [Kelk86] KELK, G.F. et al.: New Developments Improve Hot Strip Shape : Shapemeter-Looper and Shape Actimeter. In: Iron and Steel Engineer, Aug. 1986, Seite 48-56
- [Kern99] KERN, P. et al.: Model-supported flatness control systems for cold rolling mills. In: Iron and Steel Engineer, Band 8 (1999), Seite 38-45.
- [KiEg08] KIENCKE U., EGER, R.: Messtechnik : Systemtheorie für Elektrotechniker. Springer Verlag, Berlin, 2008
- [Kinz68] KIENZLE, O.: Mechanische Umformtechnik. Springer Verlag, Berlin, 1968
- [KoWi98] KOPP, R.; WIEGELS, H.: Einführung in die Umformtechnik. Verlag der Augustinus Buchhandlung, Aachen, 1998
- [Krät98] KRÄTZIG, W.B.: Tragwerke 2 : Theorie und Berechnungsmethoden, Springer Verlag, Berlin, 1998
- [Lang90] LANGE, K.: Umformtechnik : Band 3 - Blechbearbeitung. Springer Verlag, Berlin, 1990
- [LAP08] LAP GMBH LASER APPLIKATIONEN: Produktkatalog : Lasersensoren, Laserprojektoren, Linienlaser, Ausgabe 01/2008
- [Lark67] LARKE, E.C.: The Rolling of Sheet, Strip and Plate. Science Paperbags and Chapman and Hall Ltd., London, 1967
- [LeGü86] LEHMANN, R; GÜTTINGER, H; SCHNYDER, E.: Erfahrungen beim Walzen von Band und Folie mit dem NIPCO® System. In: GALLA, H. (Hrsg.) ; JUNG, H. : Walzen von Flachprodukten. Oberursel : DGM Informationsgesellschaft Verlag, 1987, S. 103-127
- [LePf00] Lenk, A.; Pfeifer, G.; Werthschützky, R.: Elektromechanische Systeme : Mechanische und akustische Netzwerke : deren Wechselwirkungen und Anwendungen. Springer Verlag, Berlin, 2000
- [LiMa67] LIPPMANN, H.; MAHREHOLTZ, O.: Plastomechanik der Umformung metallischer Werkstoffe. Bd. 1. Springer Verlag, Berlin, 1967
- [Lipp81] LIPPMANN, H: Mechanik des plastischen Fließens, Springer Verlag, Berlin, 1981

- [Mae07] MÄDLER GMBH: Montageanleitung Elastische Kupplung, Ausgabe 2007
- [Mont83] MONTASIER, J.G. et al.: Clecim Shapemeter Roll. In: AISE Year Book, 1983, Seite 36-39
- [MüBre07] MÜLLER-BRESLAU, H.F.: Die neueren Methoden der Festigkeitslehre und der Statik der Baukonstruktionen ausgehend von dem Gesetze der virtuellen Verschiebungen und den Lehrsätzen über die Formänderungsarbeit. 3, Reprint von 1904, VDM Verlag Dr. Müller, Saarbrücken, 2007,
- [MüGo07] MÜCKE, G.; GORGELS, F.: Flatness measurement for high quality cold strip production. In: MPT International, (2007) Heft 1, Seite 70-76
- [MüKP03] MÜCKE, G.; KARHAUSEN, K.; PÜTZ, K.D.: Definitionen zur Bandplanheit : Formabweichungen in Bändern: Einteilung, Entstehung, Messung und Beseitigung sowie quantitative Bewertungsmethoden. Juni 2003, rmsp-shape-control-systems-definitionen.pdf, <http://www.andritz.com/> (03.09.2007)
- [Mühk02] MÜHKE, F. et al.: Formabweichungen in Bändern : Einteilung, Entstehung, Messung und Beseitigung sowie quantitative Bewertungsmethoden. In: Stahl und Eisen, Band 122 (2002), Seite 33-39
- [NeBe00] NETTELBECK, H.-J.; BERGER, U.: Stahl und Eisen 120 (2000) Nr. 1, S. 43/50
- [Neus80] NEUSCHÜTZ, E. et al.: Quality Improvement in Cold Rolling of Strip by Shape Measuring and Controlling. In: Proceedings of the International Conference on Steel Rolling: Science and Technology of Flat Rolled Products. Vol. 2, Tokyo, 29. Sept. bis 4. Okt. 1980, Seite 725-736
- [Neus86] NEUSCHÜTZ, E.: Planheitsmessung und –regelung beim Warm- und Kaltwalzen von Bändern : Grundlagen. In: GALLA, H. (Hrsg.) ; JUNG, H. : Walzen von Flachprodukten. Oberursel : DGM Informationsgesellschaft Verlag, 1987, S. 7-26
- [Pank85] PANKERT, R.: Stahl und Eisen 105 (1985) Nr. 19, S. 989/994

- [Papu04] PAPULA, L.: Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2004
- [ProP94] PROFOS, P; PFEIFER, T. (Hrsg.): Handbuch der industriellen Messtechnik. Oldenbourg Verlag, München, 1994
- [PaRa00] PAVELSKI, O.; RASP, W.; ELSEIN, S.: Untersuchung zur lokalen Breitung beim Flachwalzen. In: Verein zur Förderung von Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Walzwerkstechnik in der Hüttenindustrie, Band 119 (2000), Düsseldorf
- [Paw00] PAWELSKI, H.; PAWELSKI, O.: Technische Plastomechanik. Stahl Eisen-Verlag, Düsseldorf, 2000
- [Rhag99] RASSELSTEIN HOESCH AG: Anlagenbeschreibung : Nachwalzwerk / DCR-Straße Dortmund, Anlagen-Dokumentation, 11.05.1999
- [Ruof00] RUOFF, J.T.: New technologies in flat steel production and their implications for cold rolling facilities and their customers. In: Stahl und Eisen, Band 120 (2000), Heft 5, Seite 29-33
- [Sant03] SANTEN, J. v.: Advanced hot and cold rolling : Flatness controllability differences between UC- and CVC-rolling. Master Thesis, Delft University of Technology, 09.04.2003
- [SchBa05] SCHULZE, G.; BARGEL, H.-J. (Hrsg.): Werkstoffkunde. Springer Verlag, Berlin, 2004
- [Schie91] SCHIESSLE, E.: Sensortechnik und Meßwertaufnahme. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991
- [Schw91] SCHWARZ, H.R.: Methode der finiten Elemente. Teubner Verlag, 1991
- [Sew07] SEW-EURODRIVE GMBH & CO KG: Systemhandbuch Movitrac®B, Ausgabe 04/2007
- [SiDH73] SIVILOTTI, O.G.; DAVIES, W.E.; HENZE, M.: In: Iron and Steel Engineer, Juni 1973, Seite 83-90
- [Spoon94] SPOONER, P.D.: New Technologies for Shape Measurement. In: Iron and Steel Engineer, Nov. 1994, Seite 36-39

- [SpPD03] SPREITZHOFER, G.; PRZYWARA, J.; DÜMMLER, A.: Neuartiges berührungsloses Planheitsmesssystem für Kaltwalz-Reversiergerüste. In: Stahl und Eisen, Band 123 (2003), Heft 8, Seite 57-60
- [SpSt83] SPUR, G.; Stöferle, T.: Handbuch der Fertigungstechnik : Band 2/3 – Blechumformung. Carl Hanser Verlag, München, 1985
- [Stahl89] VEREIN DEUTSCHER EISENHÜTTENLEUTE (Hrsg.): Stahlfiibel. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1989
- [Stein08] STEINHOFF, K: Neues zur Strukturierung von Feinblechoberflächen. In: STEINHOFF, K.; KOPP, R. (Hrsg.): Umformtechnik im Spannungsfeld zwischen Plastomechanik und Werkstofftechnik. GRIPS media GmbH, Bad Harzburg, 2008, Seite 239-260
- [SteKo08] STEINHOFF, K.; KOPP, R. (Hrsg.): Umformtechnik im Spannungsfeld zwischen Plastomechanik und Werkstofftechnik. GRIPS media GmbH, Bad Harzburg, 2008
- [Sund97] SUNDWIGER EISENHÜTTE MASCHINENFABRIK GMBH & CO: Planheitsregelsysteme : Sundwig-BFI-Planheitsregelsysteme. Hemer, 06/1997
- [TroWi66] TROOST, A.; WILKENING, H.: Einfluß einer Änderung der Arbeitswalzen- oder Stützwalzenbalanciereinheit auf die Verteilung der Bandzugspannungen über die Bandbreite beim Kaltwalzen breiter Bänder. In: Archiv für das Eisenhüttenwesen, 37. Jahrgang (1966), Heft 12
- [TroWi67] TROOST, A.; WILKENING, H.: Ermittlung der Bandzugspannungsverteilung beim Kaltwalzen breiter Bänder. In: Archiv für das Eisenhüttenwesen, 38. Jahrgang (1967), Heft 1
- [VDEi66] VEREIN DEUTSCHER EISENHÜTTENLEUTE (Hrsg.): Grundlagen der Bildsamen Formgebung. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1966
- [VDEi70] VEREIN DEUTSCHER EISENHÜTTENLEUTE (Hrsg.): Herstellung von kaltgewalztem Band. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1970
- [VlaSch07] VLAHOVIC, D.; SCHLEICH, R.; LIEWALD, M.; SINDEL: Einfluss dehnungsabhängiger Werkstoffeigenschaften auf die Umformbarkeit von

- Blechwerkstoffen. In: Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Heft 11/2007, Wiley-VCH-Verlag, Weinheim, 2007
- [Wort76] WORTBERG, H.J.: Operation Experiences with the Stressometer Installed in Cold Mills at Alunorf GmbH, Feder Republic of Germany. Metals Society, London. Shape Control (1976) Seite 71-75
- [www001] UMS (Unplanheitsmess-System). UNGERER GmbH + Co., Maschinen- und Anlagenbau, 2002 (19.07.04),
<http://www.ungerer.de/index.php?id=13>
- [www002] PASCHOTTA, R. : Encyclopedia of Laser Physics and Technology, (08.12.2007), <http://www.rp-photonics.com>,
- [www003] MÜLLER, U.: Erfassung der Oberflächenform von Bändern und Blechen mit TopPlan. (27.09.2007)
http://www.bfi.de/de/leistungen_und_produkte/beitraege/topplan.htm,
- [www004] IMS-GmbH: Dicken- und Dickenquerprofilmessung. (27.09.2007)
http://www.ims-gmbh.de/Produkte/Produkte_Seite.htm
- [www005] <http://www.industry.siemens.de/data/presse/docs/isfb03033229.pdf>, (03.09.2007)
- [www006] BFI Betriebstechnik GmbH: PCM-Telemetrie und DSP-Technik, (12.03.2008), <http://www.bfi-bt.de>
- [www007] Lagerlexikon, Homepage der Firma Schaeffler K, Herzogenaurach, Germany, 2007, <http://medias.schaeffler.com/medias>
- [www008] simufact Engineering GmbH: Simulating Manufacturing, (17.11.2008), <http://www.simufact.de>
- [Zien84] ZIENKIEWICZ, O.C.: Methode der finiten Elemente, Carl Hanser Verlag, München, 1984
- [Zwin02] ZWINTZSCHER, W.: Bandfertigung : CPU2 und AIO8 im schweren Industrieinsatz. In: SMA Industrie Applikationen, SMAinfo 2002, Niestetal, 2002
- [Zwin82] ZWINTZSCHER, W.: Messung von Walzkräften und Bandzügen bei der Herstellung von Stahl und Metallbändern in Hüttenwerken. Essen, 1982 (Vortrag auf der 'Sensor 82' in Essen 1982)

Abstand Mittelpunkt linkes Loslager zu Mittelpunkt linkes Festlager in mm :

$$A0 := A1 + A2 \quad A0 = 56.38$$

Abstand Mittelpunkt linkes Loslager zu Absatz Rollenballen in mm :

$$C0 := 28.5$$

Abstand Mittelpunkt rechtes Loslager zu Absatz Rollenballen in mm :

$$C1 := 32.5 \quad C1 = 32.5$$

Stützlänge von Lager LAL bis LAR :

$$LST := LB + C0 + C1 + A0 \quad LST = 677.38$$

Abstand der Belastungspunkte der Lasten Pn :

$$L1 := 140 \quad L1 = 140$$

$$L2 := 140 \quad L2 = 140$$

$$L3 := 140 \quad L3 = 140$$

$$L4 := 140 \quad L4 = 140$$

QUERKRAFTBELASTUNG AUF DEN ROLLENBALLEN (in N) :

$$P1 := 2000$$

$$P2 := 2000$$

$$P3 := 2000$$

$$PSUM := P1 + P2 + P3 \quad PSUM = 6000$$

BIEGESTEIFIGKEITEN (EI) DER EINZELNEN ROLLENBEREICHE :

Elastizität- Modul in N/mm² :

$$E := 21000(10)$$

Bereich 0-1:	$X0 := 0$	$X0 = 0$
$Dzf = 80$	$EI01 := \frac{E \cdot (Dzf)^4 \cdot \pi}{64}$	$EI01 = 422230052642$
Bereich 1-2:	$X1 := A2$	$X1 = 12.93$
$Dzl = 90$	$EI12 := \frac{E \cdot (Dzl)^4 \cdot \pi}{64}$	$EI12 = 676330902194$
Bereich 2-3:	$X2 := A0$	$X2 = 56.38$
$Dzl = 90$	$EI23 := \frac{E \cdot (Dzl)^4 \cdot \pi}{64}$	$EI23 = 676330902194$
Bereich 3-4:	$X3 := A0 + C0$	$X3 = 84.88$
$DB0 = 110$	$EI34 := \frac{E \cdot (DB0)^4 \cdot \pi}{64}$	$EI34 = 1509245654477$
Bereich 4-5:	$X4 := X3 + L1$	$X4 = 224.88$
$DB0 = 110$	$EI45 := EI34$	$EI45 = 1509245654477$
Bereich 5-6:	$X5 := X4 + L2$	$X5 = 364.88$
$DB0 = 110$	$EI56 := EI45$	$EI56 = 1509245654477$
Bereich 6-7:	$X6 := X5 + L3$	$X6 = 504.88$
$DB0 = 110$	$EI67 := EI56$	$EI67 = 1509245654477$
Bereich 7-8:	$X7 := X6 + L4$	$X7 = 644.88$
$Dzr = 40$	$EI78 := \frac{E \cdot (Dzr)^4 \cdot \pi}{64}$	$EI78 = 26389378290$
	$X8 := X7 + C1$	$X8 = 677.38$

STATISCH BESTIMMTES HAUPTSYSTEM (HS) :**Berechnung der Lagerkräfte (HS) :**

Lagerkraft am statisch bestimmten System rechts (LAR0) :

$$\text{LAR0} := \frac{(P1 \cdot X4 + P2 \cdot X5 + P3 \cdot X6)}{\text{LST}} \quad \text{LAR0} = 3231.96$$

Lagerkraft am statisch bestimmten System links (LAL0) :

$$\text{LAL0} := \text{PSUM} - \text{LAR0} \quad \text{LAR0} = 3231.96$$

Berechnung der Biegemomente (HS) :

$$\text{M00} := 0$$

$$\text{M01} := \text{LAL0} \cdot A2 \quad \text{M01} = 35776.9$$

$$\text{M02} := \text{LAL0} \cdot A0 \quad \text{M02} = 156048.16$$

$$\text{M03} := \text{LAL0} \cdot X3 \quad \text{M03} = 234937.26$$

$$\text{M04} := \text{LAL0} \cdot X4 \quad \text{M04} = 622462.63$$

$$\text{M05} := \text{LAL0} \cdot X5 - P1 \cdot (X5 - X4) \quad \text{M05} = 729988.01$$

$$\text{M06} := \text{LAL0} \cdot X6 - P1 \cdot (X6 - X4) - P2 \cdot (X6 - X5)$$

$$\text{M06} = 557513.38$$

$$\text{M07} := \text{LAL0} \cdot X7 - P1 \cdot (X7 - X4) - P2 \cdot (X7 - X5) - P3 \cdot (X7 - X6)$$

$$\text{M07} = 105038.75$$

$$\text{M08} := \text{LAL0} \cdot X8 - P1 \cdot (X8 - X4) - P2 \cdot (X8 - X5) - P3 \cdot (X8 - X6)$$

$$\text{M08} = 0$$

-----■

VIRTUELLER BELASTUNGSZUSTAND (VS) :**Berechnung der Lagerkräfte (VS) :**

Einheitslast für virtuelle Belastung

$$Y1 := 1$$

Lagerkraft am virtuellen System links (LAR)

$$LAR1 := \frac{-Y1 \cdot A0}{LST} \quad LAR1 = -0.0832$$

$$LAL1 := -Y1 - LAR1 \quad LAL1 = -0.9168$$

Berechnung der Biegemomente (VS) :

$$M10 := 0 \quad M10 = 0$$

$$M11 := LAL1 \cdot A2 \quad M11 = -11.85$$

$$M12 := LAL1 \cdot (A0) \quad M12 = -51.68$$

$$M13 := LAL1 \cdot (X3) + Y1 \cdot (X3 - X2) \quad M13 = -49.31$$

$$M14 := LAL1 \cdot (X4) + Y1 \cdot (X4 - X2) \quad M14 = -37.66$$

$$M15 := LAL1 \cdot (X5) + Y1 \cdot (X5 - X2) \quad M15 = -26.01$$

$$M16 := LAL1 \cdot (X6) + Y1 \cdot (X6 - X2) \quad M16 = -14.36$$

$$M17 := LAL1 \cdot (X7) + Y1 \cdot (X7 - X2) \quad M17 = -2.7$$

$$M18 := 0 \quad M18 = 0$$

BERECHNUNG DELT0 (DURCHBIEGUNG) = IM HAUPTSYSTEM:**Berechnung der Anteile (ANT) der einzelnen Rollenbereiche (M0) :**

$$\text{ANT01} := \frac{[M00 \cdot (2 \cdot M10 + M11) + M01 \cdot (2 \cdot M11 + M10)] \cdot (X1 - X0)}{6}$$

$$\text{ANT12} := \frac{[M01 \cdot (2 \cdot M11 + M12) + M02 \cdot (2 \cdot M12 + M11)] \cdot (X2 - X1)}{6}$$

$$\text{ANT23} := \frac{[M02 \cdot (2 \cdot M12 + M13) + M03 \cdot (2 \cdot M13 + M12)] \cdot (X3 - X2)}{6}$$

$$\text{ANT34} := \frac{[M03 \cdot (2 \cdot M13 + M14) + M04 \cdot (2 \cdot M14 + M13)] \cdot (X4 - X3)}{6}$$

$$\text{ANT45} := \frac{[M04 \cdot (2 \cdot M14 + M15) + M05 \cdot (2 \cdot M15 + M14)] \cdot (X5 - X4)}{6}$$

$$\text{ANT56} := \frac{[M05 \cdot (2 \cdot M15 + M16) + M06 \cdot (2 \cdot M16 + M15)] \cdot (X6 - X5)}{6}$$

$$\text{ANT67} := \frac{[M06 \cdot (2 \cdot M16 + M17) + M07 \cdot (2 \cdot M17 + M16)] \cdot (X7 - X6)}{6}$$

$$\text{ANT78} := \frac{[M07 \cdot (2 \cdot M17 + M18) + M08 \cdot (2 \cdot M18 + M17)] \cdot (X8 - X7)}{6}$$

$$\text{ANT01} = -1826438.04$$

$$\text{ANT12} = -149729499.03$$

$$\text{ANT23} = -280902795.8$$

$$\text{ANT34} = -2557229326.6$$

$$\text{ANT45} = -2999140930$$

$$\text{ANT56} = -1842370749.6$$

$$\text{ANT67} = -457146502.68$$

$$\text{ANT78} = -3077885.17$$

Integrations der Produkte $M_0 \cdot M_1$:

$$\text{DELTO} := \frac{\text{ANT01}}{\text{EI01}} + \frac{\text{ANT12}}{\text{EI12}} + \frac{\text{ANT23}}{\text{EI23}} + \frac{\text{ANT34}}{\text{EI34}} + \frac{\text{ANT45}}{\text{EI45}} + \frac{\text{ANT56}}{\text{EI56}} + \frac{\text{ANT67}}{\text{EI67}} + \frac{\text{ANT78}}{\text{EI78}}$$

$$\text{DELTO} = -0.00596285$$

BERECHNUNG DELT1 (DURCHBIEGUNG) IM VIRTUEUELLEM SYSTEM) :

Berechnung der Anteile (ANT) der einzelnen Rollenbereiche (M1) :

$$\text{ANT01b} := \frac{[M_{10} \cdot (2 \cdot M_{10} + M_{11}) + M_{11} \cdot (2 \cdot M_{11} + M_{10})] \cdot (X_1 - X_0)}{6}$$

$$\text{ANT12b} := \frac{[M_{11} \cdot (2 \cdot M_{11} + M_{12}) + M_{12} \cdot (2 \cdot M_{12} + M_{11})] \cdot (X_2 - X_1)}{6}$$

$$\text{ANT23b} := \frac{[M_{12} \cdot (2 \cdot M_{12} + M_{13}) + M_{13} \cdot (2 \cdot M_{13} + M_{12})] \cdot (X_3 - X_2)}{6}$$

$$\text{ANT34b} := \frac{[M_{13} \cdot (2 \cdot M_{13} + M_{14}) + M_{14} \cdot (2 \cdot M_{14} + M_{13})] \cdot (X_4 - X_3)}{6}$$

$$\text{ANT45b} := \frac{[M_{14} \cdot (2 \cdot M_{14} + M_{15}) + M_{15} \cdot (2 \cdot M_{15} + M_{14})] \cdot (X_5 - X_4)}{6}$$

$$\text{ANT56b} := \frac{[M_{15} \cdot (2 \cdot M_{15} + M_{16}) + M_{16} \cdot (2 \cdot M_{16} + M_{15})] \cdot (X_6 - X_5)}{6}$$

$$\text{ANT67b} := \frac{[M_{16} \cdot (2 \cdot M_{16} + M_{17}) + M_{17} \cdot (2 \cdot M_{17} + M_{16})] \cdot (X_7 - X_6)}{6}$$

$$\text{ANT78b} := \frac{[M_{17} \cdot (2 \cdot M_{17} + M_{18}) + M_{18} \cdot (2 \cdot M_{18} + M_{17})] \cdot (X_8 - X_7)}{6}$$

$$\text{ANT01b} = 604.9162801934$$

$$\text{ANT12b} = 49590.41$$

$$\text{ANT23b} = 72687.39$$

$$\text{ANT34b} = 266321.33$$

$$\text{ANT45b} = 143458.8$$

$$\text{ANT56b} = 58609$$

$$\text{ANT67b} = 11771.9$$

$$\text{ANT78b} = 79.26$$

Integration der Produkte M1*M1 :

$$\text{DELT1} := \frac{\text{ANT01b}}{\text{EI01}} + \frac{\text{ANT12b}}{\text{EI12}} + \frac{\text{ANT23b}}{\text{EI23}} + \frac{\text{ANT34b}}{\text{EI34}} + \frac{\text{ANT45b}}{\text{EI45}} + \frac{\text{ANT56b}}{\text{EI56}} + \frac{\text{ANT67b}}{\text{EI67}} + \frac{\text{ANT78b}}{\text{EI78}}$$

$$\text{DELT1} = 0.000000503378$$

Berechnung der virtuelle Belastung Y :

$$Y1 := \frac{-\text{DELTO}}{\text{DELT1}} \quad Y1 = 11845.67$$

Berechnung Gesamt-Lagerkräfte LAR, LAL und LAmeß (HS +VS) in N :

$$\text{LAmeß} := Y1$$

$$\text{LAmeß} = 11845.67$$

$$\text{LAR} := (-\text{LAmeß} \cdot X2 + P1 \cdot X4 + P2 \cdot X5 + P3 \cdot X6) \cdot \frac{1}{X8}$$

$$\text{LAR} = 2246.1$$

$$\text{LAL} := -\text{LAmeß} + \text{PSUM} - \text{LAR}$$

$$\text{LAL} = -8091.77$$

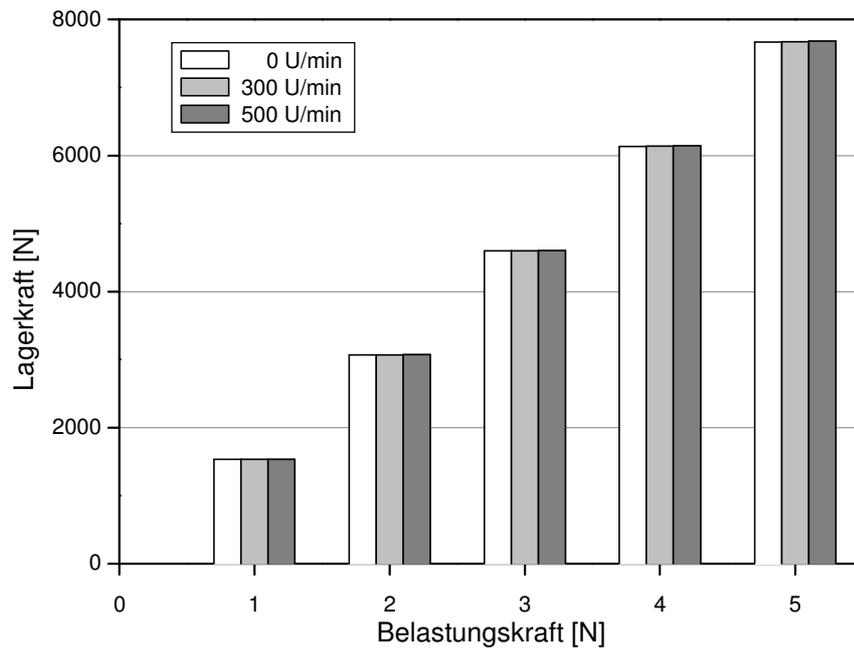


Bild A-1: Einfluß verschiedener Rotationsgeschwindigkeiten auf die Meßkraft (FEM)

Anhang C Grafische Darstellungen der experimentellen Daten

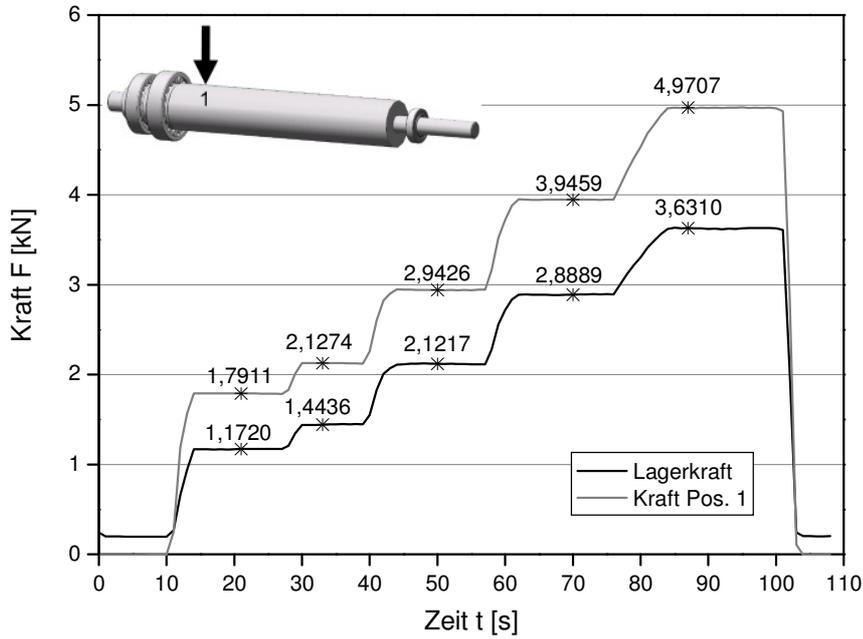


Bild C-1: Belastung der Meßrolle an Position 1 mit verschiedenen Kräften (1b)

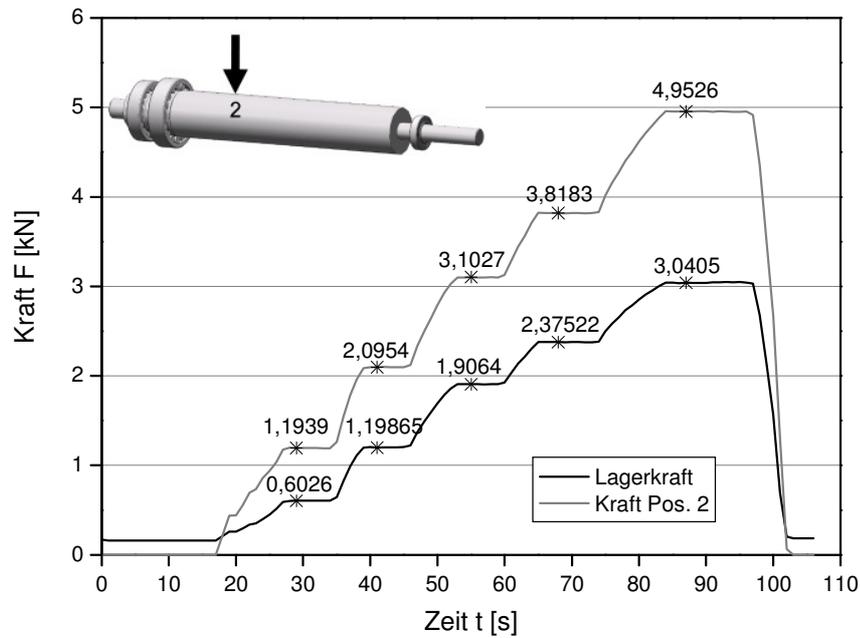


Bild C-2: Belastung der Meßrolle an Position 2 mit verschiedenen Kräften (2a)

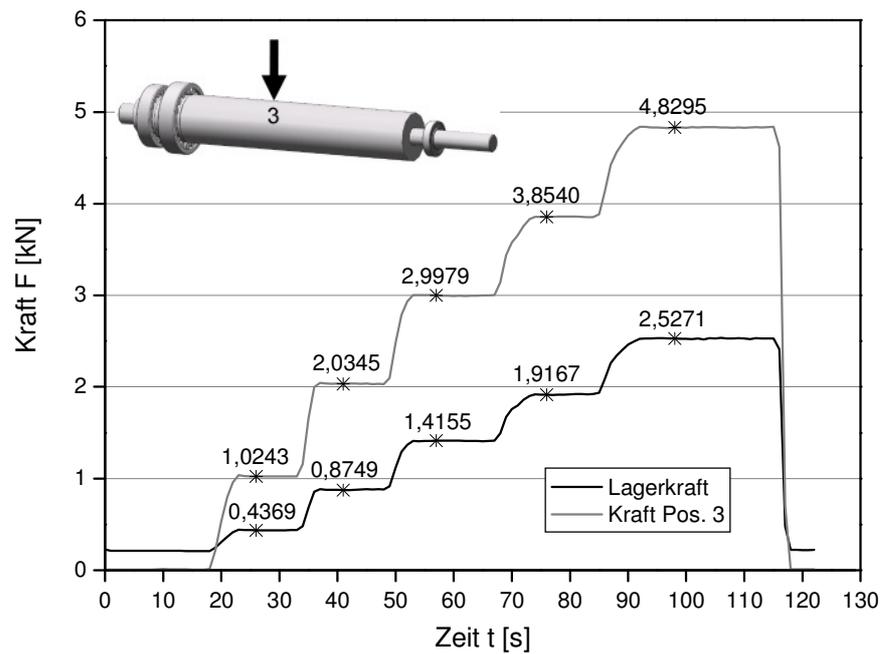


Bild C-3: Belastung der Meßrolle an Position 3 mit verschiedenen Kräften (3a)

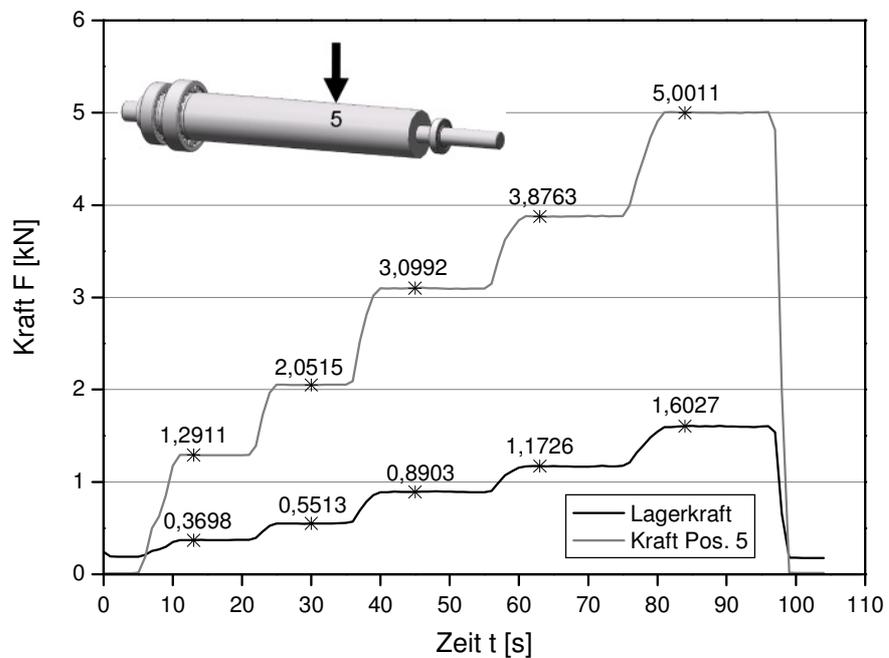


Bild C-4: Belastung der Meßrolle an Position 5 mit verschiedenen Kräften (5a)

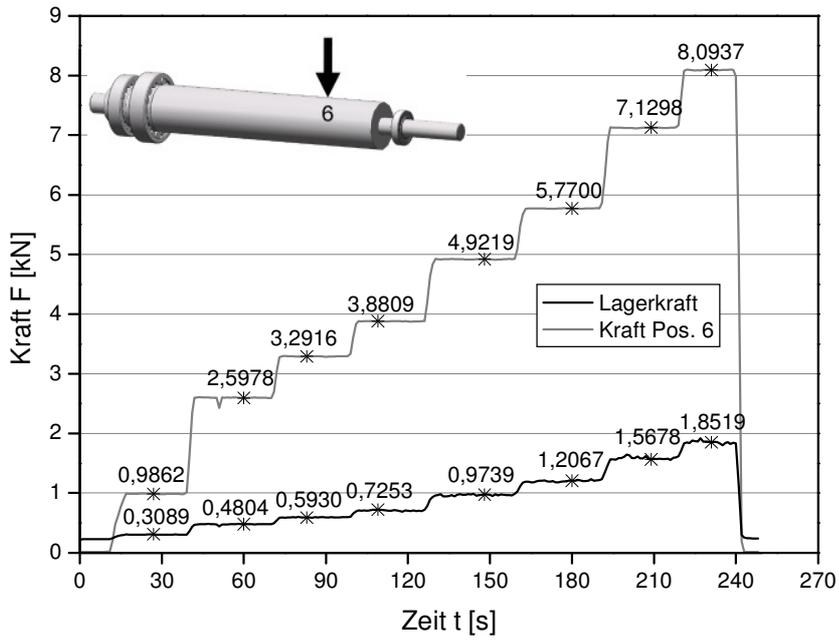


Bild C-5: Belastung der Meßrolle an Position 6 mit verschiedenen Kräften (6a)

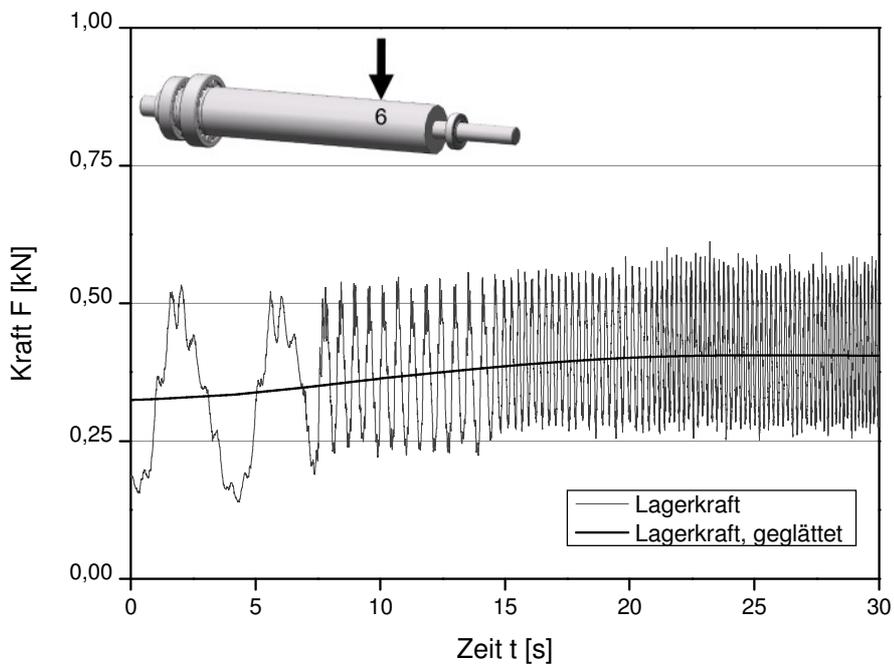


Bild C-6: Belastung der Rolle an Position 6 mit 2 kN bei 0-500 U/min

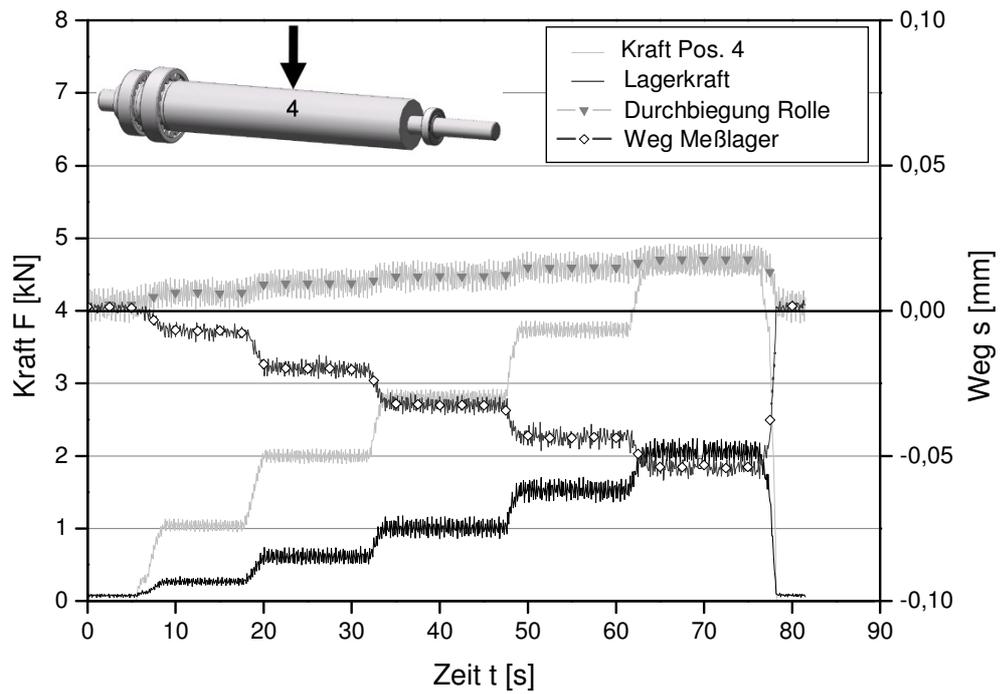


Bild C-7: Messung der Rollenbiegung 8 mm vom rechten Ballenrand bei Belastung der Rolle an Position 4

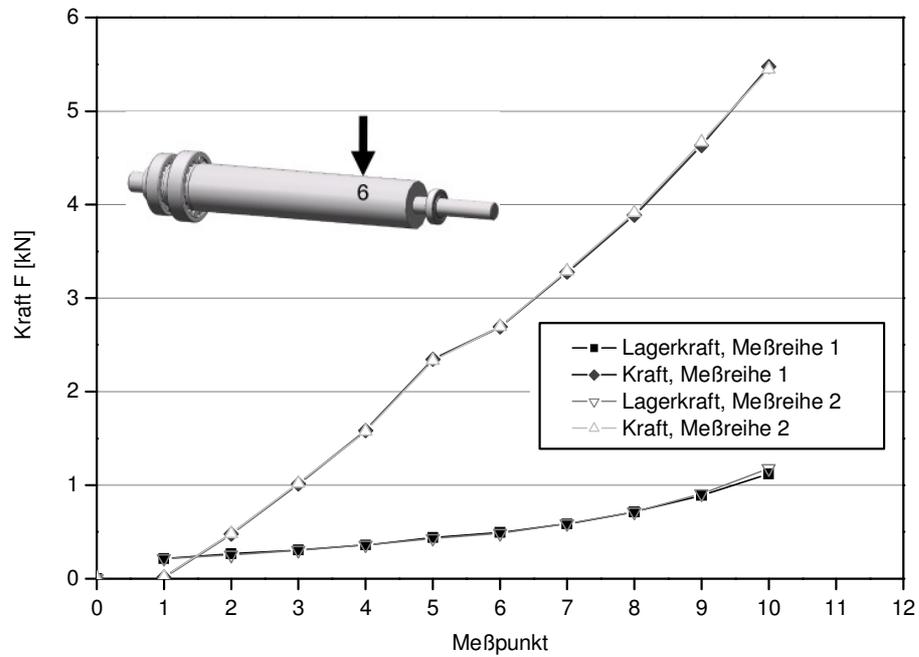


Bild C-8: Meßpunkte der Meßreihe 6a und 6b an Belastungsposition 6

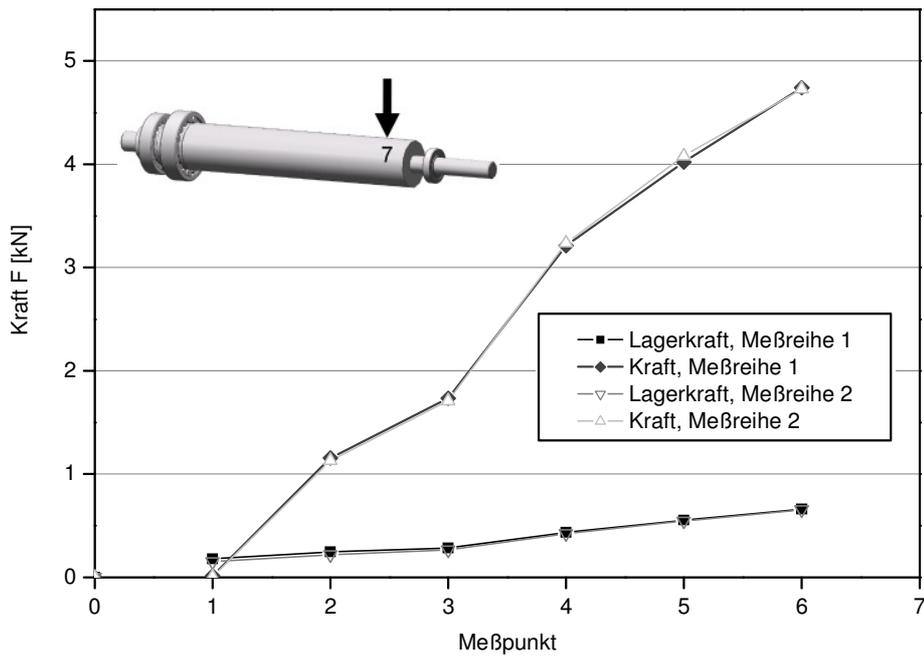


Bild C-9: Meßpunkte der Meßreihe 7a und 7b an Belastungsposition 7

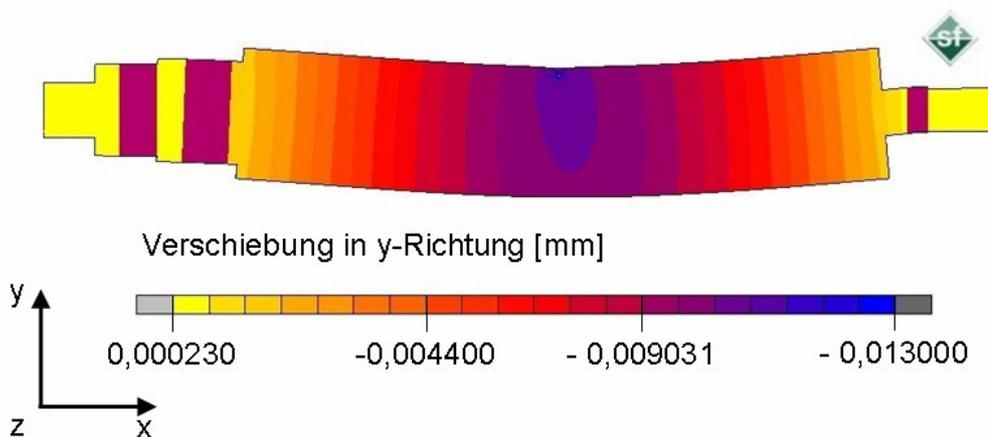


Bild C-10: FEM-Darstellung der Rollendurchbiegung im Halbschnitt infolge einer 5 kN Belastung an der Rollenposition 4

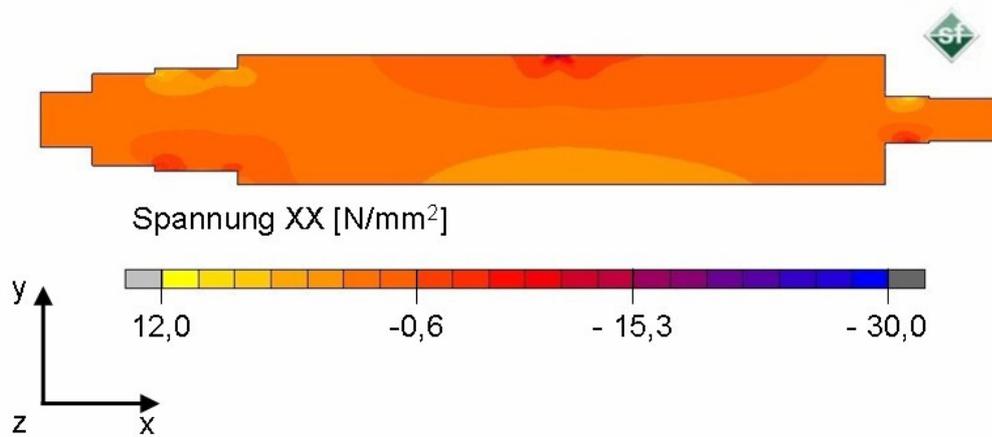


Bild C-11: FEM-Darstellung der Axialspannung im Halbschnitt infolge einer 5 kN Belastung an der Rollenposition 4

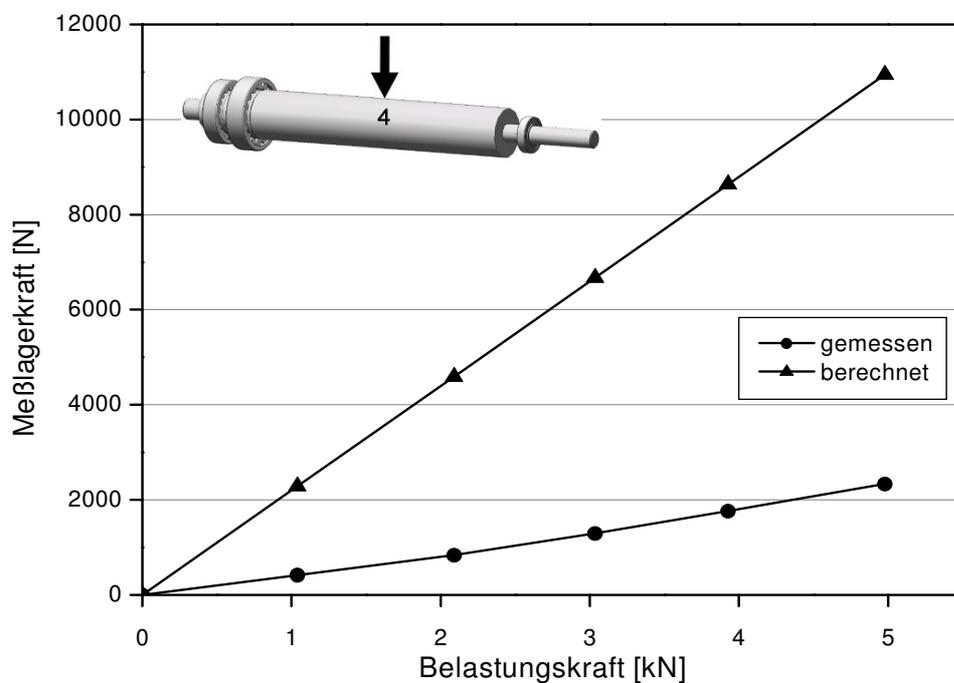


Bild C-12: Vergleich zwischen experimentell und rechnerisch ermittelter Meßlagerkraft bei Belastung an der Meßrolle an Position 4

Meßreihe	aufgebrachte Kraft [kN]			Abstand Weggeber [mm] vom		U/min	Meßrate
	Pos. 2	Pos. 4	Pos. 6	linken Ballenrand	rechten Ballenrand		
V13	0	1, 2, 3, 4	0	282	278	362	10 Hz
V14	0	1,2,3,4,5	0	282	278	362	10 Hz
V15	0	1,2,3,4,5	0	282	278	362	10 Hz
V16	1,2,3,4,5	0	0	282	278	362	10 Hz
V17	1,2,3,4,5	0	0	282	278	362	10 Hz
V18	1,2,3,4,5	0	0	282	278	362	10 Hz
V19	0	0	1,2,3,4,5	282	278	362	10 Hz
V20	0	0	1,2,3,4,5	282	278	362	10 Hz
V21b	0	1,2,3,4,5	0	140	420	362	10 Hz
V21	0	1,2,3,4,5	0	140	420	362	10 Hz
V22	0	1,2,3,4,5	0	140	420	362	10 Hz
V23	1,2,3,4,5	0	0	140	420	362	10 Hz
V24	1,2,3,4,5	0	0	140	420	362	10 Hz
V25	0	0	1,2,3,4,5	140	420	362	10 Hz
V26	0	0	1,2,3,4,5	140	420	362	10 Hz
V27b	0	1,2,3,4,5	0	422	138	362	10 Hz
V27	0	1,2,3,4,5	0	422	138	362	10 Hz
V28	0	1,2,3,4,5	0	422	138	362	10 Hz
V29	1,2,3,4,5	0	0	422	138	362	10 Hz
V30	1,2,3,4,5	0	0	422	138	362	10 Hz
V31	0	0	1,2,3,4,5	422	138	362	10 Hz
V32	0	0	1,2,3,4,5	422	138	362	10 Hz
V33	0	1,2,3,4,5	0	552	8	362	10 Hz
V34	0	1,2,3,4,5	0	552	8	362	10 Hz
V35	1,2,3,4,5	0	0	552	8	362	10 Hz
V36	1,2,3,4,5	0	0	552	8	362	10 Hz
V37	0	0	1,2,3,4,5	552	8	362	10 Hz
V38	0	0	1,2,3,4,5	552	8	362	10 Hz
V39	0	1,2,3,4,5	0	13	547	362	10 Hz
V40	0	1,2,3,4,5	0	13	547	362	10 Hz
V41	1,2,3,4,5	0	0	13	547	362	10 Hz
V42	1,2,3,4,5	0	0	13	547	362	10 Hz
V43	0	0	1,2,3,4,5	13	547	362	10 Hz
V44	0	0	1,2,3,4,5	13	547	362	10 Hz

Tabelle C-1: Übersicht der durchgeführten Meßreihen zur experimentelle Erfassung der Biegelinien