

Dissertation der Fakultät für Elektrotechnik, Informationstechnik
und Medientechnik der Bergischen Universität Wuppertal

Untersuchung der Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderaufzügen

vorgelegt von

Mihael Gajičić, M. Sc.

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

Datum der Einreichung: 27.06.2019
Datum der mündlichen Prüfung: 31.10.2019

Gutachter:

Prof. Dr. rer. nat. Karl Schaschek

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Jung

Prof. Dr.-Ing. Peter Urban

Die Dissertation kann wie folgt zitiert werden:

urn:nbn:de:hbz:468-20200204-113653-4

[<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn=urn%3Anbn%3Ade%3Ahbz%3A468-20200204-113653-4>]

DOI: 10.25926/55fm-9d03

[<https://doi.org/10.25926/55fm-9d03>]

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet für Druck- und Medientechnologie an der Hochschule der Medien in Stuttgart in den Jahren 2013 bis 2018. An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Doktorarbeit unterstützt und motiviert haben.

Mein herzlichster Dank gilt zuerst Herrn Prof. Dr. rer. nat. Karl Schaschek, meinem Doktorvater, für die freundliche Überlassung des hochinteressanten Themas und für die wissenschaftliche Unterstützung bei der Anfertigung dieser Arbeit. Die zahlreichen Gespräche auf intellektueller und persönlicher Ebene werden mir immer als bereichernder und konstruktiver Austausch in Erinnerung bleiben.

Ich danke auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Jung und Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Urban für eine Reihe hilfreicher Hinweise und interessanter Anregungen sowie für die Begutachtung dieser Arbeit.

Mein Dank geht an Herrn Dipl.-Ing. Thomas Sprinzing für die Unterstützung während der Promotion.

Für die Bereitstellung der untersuchten Drucktücher und für die Unterstützung des Projekts bedanke ich mich bei ContiTech AG aus Northeim, Böttcher aus Köln, VRM Druck GmbH aus Rüsselsheim sowie bei SavaTech aus Kranj. Für die Zurverfügungstellung der Flexodruckplatten und Klischeeklebebänder danke ich DFTA Technologiezentrum und Flint aus Stuttgart.

Zuletzt möchte ich mich bei meiner Schwester Milka bedanken, die mir meine Promotion durch ihre uneingeschränkte und liebevolle Unterstützung ermöglicht hat und stets ein offenes Ohr für meine Sorgen hatte.

Stuttgart, im Juni 2019

Mihael Gajičić, M. Sc.

Abstract

In this thesis, the feeding characteristics of multi-layer cylinder coatings are experimentally investigated, and on this basis empirical models are drawn up which approximate the conveying behaviour of the investigated cylinder coatings. In doing so, investigation methods are developed and investigation devices are constructed with which the properties of the individual superstructure layers of cylinder coverings can be determined and their influence on conveying properties can be investigated.

The research object are the feeding characteristics of offset printing blankets and flexographic printing plates that are used in the printing industry and investigated in this work as multi-layer cylinder coatings. In the experimental roll-off tests, it was found that a covered cylinder shows a deviation in conveying behaviour with increasing cylinder indentation, which, according to the carried out experimental investigations, is based on the feeding characteristic of the cylinder coating.

The conveying behaviour is attributable to the reversible strain of the elastic cylinder coating surface in the printing nip, which can be either positive or negative, depending on the material properties of the individual layers of the cylinder covering. The elastic and compressible properties of the build-up layers have the greatest effect on the longitudinal deformation of the cylinder blanket surface, and thus decisively influence the conveying behaviour of the cylinder cover.

On the basis of the investigated properties of the built-up layers and the determined conveying properties of the cylinder covers, causal relationships are established from which the mathematical models for the conveying behaviour of cylinder covers are formed. Based on previous scientific research work, new theoretical approaches to the conveying behaviour of multi-layer cylinder blankets are developed on the basis of the knowledge that has been gained and experimentally tested.

feeding characteristics, feeding properties, printing blankets, flexographic printing plates, cylinder covers

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden Fördereigenschaften mehrschichtiger Zylinderaufzüge experimentell untersucht und darauf aufbauend empirische Modelle aufgestellt, die das Förderverhalten der untersuchten Zylinderaufzüge annähernd abbilden. Dabei werden Untersuchungsmethoden entwickelt und Untersuchungsvorrichtungen gebaut, mit denen die Eigenschaften der einzelnen Aufbausichten von Zylinderaufzügen ermittelt und ihre Einflüsse auf die Fördereigenschaften untersucht werden können.

Das Forschungsobjekt sind Fördereigenschaften von Offsetdrucktüchern und Flexodruckplatten, die Anwendung in der Druckindustrie finden und in dieser Arbeit als mehrschichtige Zylinderaufzüge untersucht werden. In den experimentellen Abrollversuchen wird festgestellt, dass ein bezogener Zylinder bei steigender Zylinderbeistellung eine Abweichung des Förderverhaltens aufweist, die nach den durchgeführten experimentellen Ermittlungen auf dem Förderverhalten des Zylinderbezugs beruht.

Das Förderverhalten ist auf die reversible Längenänderung der elastischen Zylinderbezugsoberfläche im Druckspalt zurückzuführen, die abhängig von den Materialeigenschaften der Einzelschichten des Zylinderbezuges sowohl positiv als auch negativ sein kann. Dabei weisen die elastischen und kompressiblen Eigenschaften der Aufbausichten die größte Auswirkung auf die Längsdeformation der Zylinderbezugsfläche auf und beeinflussen dadurch das Förderverhalten vom Zylinderaufzug maßgebend.

Anhand der untersuchten Eigenschaften der Aufbausichten und der ermittelten Fördereigenschaften von Zylinderaufzügen werden kausale Zusammenhänge hergestellt, aus denen die mathematischen Modelle zum Förderverhalten von Zylinderaufzügen gebildet werden. Ausgehend von den bisherigen wissenschaftlichen Forschungsarbeiten werden neue theoretische Ansätze zum Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderbezüge anlehnend an die gewonnenen Erkenntnisse aufgestellt und experimentell überprüft.

Förderverhalten, Fördereigenschaften, Drucktücher, Flexodruckplatten, Zylinderaufzüge

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	1
1 Einleitung	3
1.1 Motivation und Themenfindung	4
1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung	6
2 Anwendung der Zylinderaufzüge	7
2.1 Flexodruck	8
2.2 Offsetdruck	9
3 Stand der Technik und der Wissenschaft	11
3.1 Normal- und Tangentialkräfte	12
3.2 Gleit- und Haftreibung	16
3.3 Gleit- und Dehnschlupf	19
3.4 Elastizitätskonstanten und Viskoelastizität	23
3.5 Abplattung und Rollwiderstand	29
3.6 Abwicklungs- und Förderverhalten	37
3.7 Förderverhalten von Drucktüchern	42
4 Vorrichtungsaufbau und Probenpräparation	47
4.1 Optomechanisches Untersuchungssystem	48
4.1.1 Standmikroskop	48
4.1.1.1 Verzeichnungskorrektur	49
4.1.1.2 Kalibrierung des Mikroskops	49
4.1.2 Positionier- und Einpressvorrichtung	51
4.1.3 Abrolldemonstrator	52
4.2 Abrollprüfstand	53
4.2.1 Kalibrierung des Radialkraftaufnehmers	55
4.2.2 Kalibrierung des Näherungssensors	57
4.2.3 Auslenkung des Gegendruckzylinders	59
4.2.4 Unrundheit der Zylinder	60
4.2.5 Schwebung des Druckspalts	61
4.2.6 Schwingung des Gegendruckzylinders	62
4.2.7 Wiederholbarkeit der Messergebnisse	63
4.2.8 Validierung der Messergebnisse	64
4.2.9 Nullstellung des Gegendruckzylinders	65

4.3	Probenpräparation	65
4.3.1	Schneiden von Proben	66
4.3.2	Spalten von Drucktüchern	67
5	Methoden und Durchführung	71
5.1	Optische Ermittlungen	72
5.1.1	Ermittlung der Positionen	72
5.1.2	Ermittlung der Schichtstärken	73
5.1.3	Ermittlung der Schichtdeformationen	74
5.1.4	Ermittlung der Materialströmungen	75
5.1.5	Ermittlung der Beistellung	76
5.2	Mechanische Ermittlungen	77
5.2.1	Ermittlung der Elastizitätskonstanten in Zugversuchen	78
5.2.2	Ermittlung der Elastizitätskonstanten in Eindruckversuchen	79
5.3	Ermittlung der Fördereigenschaften	80
5.3.1	Messdatenerfassung	81
5.3.2	Messdatenauswertung	82
5.3.3	Messdatenvisualisierung	84
6	Förderverhalten von Zylinderaufzügen	85
6.1	Förderverhalten eines Zylinders (rund-flach)	86
6.1.1	Theoretische Ansätze des Förderverhaltens (rund-flach)	86
6.1.2	Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze (rund-flach)	87
6.2	Förderverhalten zweier Zylinder (rund-rund)	88
6.2.1	Theoretische Ansätze des Förderverhaltens (rund-rund)	88
6.2.2	Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze (rund-rund)	89
6.3	Positives Förderverhalten von Zylinderbezügen	90
6.3.1	Ursächlicher Verformungsvorgang für das positive Förderverhalten	92
6.3.2	Geometrische Ermittlung des positiven Förderverhaltens	95
6.3.3	Theoretische Ansätze des positiven Förderverhaltens	99
6.3.4	Darstellung der Deformationen beim positiven Förderverhalten	103
6.3.5	Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze	103
6.4	Negatives Förderverhalten von Zylinderbezügen	104
6.4.1	Ursächlicher Verformungsvorgang für das negative Förderverhalten	105
6.4.2	Geometrische Ermittlung des negativen Förderverhaltens	108
6.4.3	Theoretische Ansätze des negativen Förderverhaltens	111
6.4.4	Darstellung der Deformationen beim negativen Förderverhalten	115
6.4.5	Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze	115
6.5	Einflüsse auf das Förderverhalten	116
6.5.1	Einfluss der Federkonstanten	117
6.5.2	Einfluss der Kompressibilität	120
6.5.3	Einfluss der Reibungskraft	121
6.5.4	Einfluss der Zylinderbezugsstärke	122

6.5.5	Einfluss des Drehmomentes	123
6.5.5.1	Einfluss des Antriebsmomentes	123
6.5.5.2	Einfluss des Bremsmomentes	124
6.5.6	Einfluss der Drehgeschwindigkeit	124
7	Förderverhalten von Flexodruckplatten	126
7.1	Aufbau von Flexodruckplatten	127
7.2	Reliefschichten und ihr Einfluss	127
7.3	Klischeeklebebänder und ihr Einfluss	129
7.4	Trägerfolie und ihr Einfluss	130
7.5	Ergebnisse der Abrollversuche mit Flexodruckplatten	131
8	Förderverhalten von Drucktüchern	134
8.1	Aufbau von Drucktüchern	135
8.2	Deckschicht und ihr Einfluss	135
8.2.1	Deckschichten aus NBR und EPDM	136
8.2.2	Einfluss der Deckschicht	137
8.3	Gewebeschnitten und ihr Einfluss	139
8.3.1	Stabilisierungs- und Festigkeitsschicht	140
8.3.2	Einfluss der Gewebeschnitten	140
8.4	Luftpolsterschicht und ihr Einfluss	142
8.4.1	Bläh- und Mikrosphärenverfahren	143
8.4.2	Einfluss der Luftpolsterschicht	144
8.5	Ergebnisse der Abrollversuche mit Drucktüchern	146
9	Bildung der empirischen Modelle	150
9.1	Modellbildung des Förderverhaltens von Flexodruckplatten	151
9.2	Validierung des Modells für Flexodruckplatten	154
9.3	Modellbildung des Förderverhaltens von Drucktüchern	156
9.4	Validierung des Modells für Drucktücher	158
10	Zusammenfassung	160
11	Ausblick	162

Symbolverzeichnis

Die folgende Liste enthält häufig wiederkehrende Symbole mit ihren Einheiten und ihren Bedeutungen. Nicht enthalten sind Symbole, die einmal vorkommen und deren Bedeutung im Text erläutert wird.

Lateinische Symbole

d	$[mm]$	Durchmesser, Zylinderbezugsstärke
D	$\left[\frac{N}{\mu m}\right]$	Federkonstante
E	$[Pa]$	Elastizitätsmodul
F	$[N]$	Kraft
h	$[\mu m]$	Höhe, Plattenstärke
i		Übersetzungsverhältnis
k		Kalibrierungsfaktor
l	$[\mu m]$	Länge
M	$[Nm]$	Drehmoment
q	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Schubspannung
R	$[mm]$	Ersatzradius
r	$[mm]$	Radius
s	$[\mu m]$	Zylinderbeistellung
S	$[SH]$	Shore-A-Härte
U	$[mm]$	Umfang
V	$[mm^3]$	Volumen
v	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Geschwindigkeit
W	$[Nm]$	Drehwiderstand, Weg

Griechische Symbole

β	$[\%]$	Förderverhalten
$\Delta\beta$	$\left[\frac{\%}{\mu m}\right]$	Fördertrend
ε	$[\%]$	Relativdehnung
μ		Reibungskoeffizient
ν		Querdehnungszahl, Poissonzahl
φ	$[rad]$	Winkel
σ	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Normalspannung
ω	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

<i>μm</i>	in Mikrometern definiert
<i>a</i>	Antrieb, Einzelantrieb
<i>dt</i>	Drucktuch, Gummituch
<i>e</i>	Effektiv
<i>fp</i>	Flexodruckplatte, Flexodruckform
<i>g</i>	Geometrisch
<i>gs</i>	Gummi gegen Stahl, Stahl gegen Gummi
<i>gz</i>	Gummizylinder, Drucktuchzylinder, bezogener Zylinder
<i>ku</i>	Klischeeklebeband, Doppelklebeband, kompressible Unterlage
<i>mr</i>	Messring
<i>N</i>	Normal, in Dickenrichtung
<i>ob</i>	Oberbau, Oberschicht
<i>R</i>	Radial
<i>s</i>	im Druckspalt
<i>sk</i>	Stahlkern des Drucktuchzylinders
<i>sr</i>	Schmitzring
<i>sz</i>	Stahlzylinder, Gegendruckzylinder, fester Zylinder
<i>T</i>	Tangential, in Laufrichtung
<i>tk</i>	Teilkreis
<i>ub</i>	Unterbau, Unterschicht
<i>V</i>	in Volt definiert

Abkürzungen

<i>AD</i>	Abrolldemonstrator
<i>APS</i>	Abrollprüfstand
<i>DIC</i>	Digitale Bildkorrelation
<i>DT</i>	Drucktuch
<i>FP</i>	Flexodruckplatte
<i>K</i>	Kreis
<i>KB</i>	Klischeeklebeband
<i>Z</i>	Zylinder

Kapitel 1

Einleitung

Rollkontakte finden ihre Anwendung in verschiedenen Bereichen der heutigen Technik. Abhängig vom Einsatzgebiet stellen sie in Form von Rädern, Zylindern oder Walzen unentbehrliche Bauteile vieler Maschinen der modernen Transport- und Verarbeitungsindustrie dar. Um die Wirtschaftlichkeit und das Betriebsverhalten zu verbessern, werden diese Rotationspaare aus verschiedenen Werkstoffen entweder komplett angefertigt oder – häufiger – lediglich oberflächlich beschichtet [1]. Je nach Materialeigenschaften dieser Walzen- bzw. Zylinderaufzüge können die Rotationspaare ruhiger, entlasteter und energieeffizienter abrollen oder bei suboptimaler Werkstoffauswahl viele Rollkontaktprobleme verursachen.

Bei höheren Anforderungen werden die Bezüge aus mehreren Aufbauschichten erstellt, wodurch bestimmte Abrolleigenschaften der bezogenen Zylinder erreicht werden. Infolge der äußerst hohen Anforderungen an einen punktgenauen und schlupffreien Rollkontakt aller Zylinder einer Druckmaschine werden die mehrschichtigen Zylinderbezüge in der Druckindustrie häufig eingesetzt. Da sowohl in Flexo- als auch in Offsetdruckmaschinen zahlreiche Abrollsysteme aus mehreren gleichzeitig reib- und formschlüssig gekoppelten und mit unterschiedlichen Werkstoffen beschichteten Walzen und Zylindern vorkommen [2], wird solchen Rollpartnern in diesen beiden Druckverfahren eine besondere Bedeutung beigemessen.

Neben den unterschiedlich bezogenen Walzen zur Materialbeförderung werden mehrere Druckform-, Drucktuch- und Gegendruckzylinder zur Druckbildübertragung im Druckwerk einer Offsetdruckmaschine eingesetzt [3]. Im Druckwerk einer Flexodruckmaschine werden Druckform-, Gegendruckzylinder und Rasterwalze unterschiedlicher Eigenschaften gekoppelt sowie verschiedenartige Walzen zur Bahnführung und Materialbeförderung verwendet. Um die bestmöglichen Druckergebnisse zu erzielen, muss ein winkelsynchrones und schlupffreies Abrollen aller berührenden Rotationspartner gewährleistet werden [4], indem diese trotz der Deformation im Druckspalt gleiche Fördereigenschaften aufweisen.

Es ist eine häufig beobachtete, aber in der Rollkontaktmechanik bisher im Detail ungeklärte Tatsache, dass Walzen- und Zylinderbezüge [5–18] allgemein sowie insbesondere Drucktücher [19–33] unterschiedliches Förderverhalten aufweisen und einen großen Einfluss auf das Druckverfahren ausüben. In Bezug auf Förder- und Abwicklungseigenschaften sind die Flexodruckplatten nie zuvor untersucht worden, obwohl sie unterschiedliche Fördereigenschaften aufweisen und den Druckvorgang dadurch beeinflussen.

1.1 Motivation und Themenfindung

Im Offset- und Flexodruckverfahren werden zahlreiche Abrollsysteme aus mehreren gleichzeitig form- und kraftschlüssig gekoppelten und mit unterschiedlichen Werkstoffen beschichteten Rotationspartnern eingesetzt (Abb. 1.1). Unabhängig davon, ob die Zylinder angetrieben oder freilaufend sind, findet eine kraftschlüssige Zylinderkopplung bei allen im Kontaktbereich berührenden Zylinderpaaren statt. Die Zylinderpartner werden entweder durch Einzelantriebe angetrieben (Abb. 1.1a) oder mithilfe von Zahnrädern formschlüssig miteinander sowie mit einem Zentralantrieb gekoppelt (Abb. 1.1b). Infolgedessen entsteht eine weitere Zylinderkopplung. Bei manchen Druckwerkskonstruktionen, insbesondere im Offsetdruck, werden an den Zylinderstirnseiten Schmitzringe angeordnet (Abb. 1.1c), die eine starke kraftschlüssige Zylinderkopplung bilden und den Schmitz bzw. einen Fehler in der Druckabwicklung verhindern.

Bei formschlüssigen Zahnradkupplungen (Abb. 1.1b und 1.1c) ist das Übersetzungsverhältnis $i_{tk} = \frac{d_{tk,1}}{d_{tk,2}}$ durch die Teilkreisdurchmesser¹ der Zahnräder ($d_{tk,1}$ und $d_{tk,2}$) geometrisch definiert und bei Einzelantrieben (Abb. 1.1a) über Motordrehzahlen (n_1 und n_2) vorgegeben $i_a = \frac{n_1}{n_2}$. Wenn die Schmitzringe kein Drehmoment übertragen, gleiche Durchmesser aufweisen ($d_{sr,1} = d_{sr,2}$) und aus gleichem Werkstoff bestehen, ist das Übersetzungsverhältnis geometrisch definiert $i_{sr} = \frac{d_{sr,1}}{d_{sr,2}} = 1$. Bei der reibschlüssigen Zylinderkopplung eines festen und einen bezogenen Zylinders (Abb. 1.1a, 1.1b und 1.1c) hängt das Drehverhältnis $i_{gs} = \frac{d_{gz}}{d_{sz}} (1 + \beta)$ neben den Zylinderdurchmessern (d_{sz} und d_{gz}) zusätzlich vom Förderverhalten des Zylinderbezuges β ab. Ein ungestörtes Abrollverhalten dieser Zylinderpaare wird beim gleichen Übersetzungsverhältnis aller kraft- und formschlüssigen Kopplungen $i_{tk} = i_{sr} = i_{gs} = i_a$ erreicht.

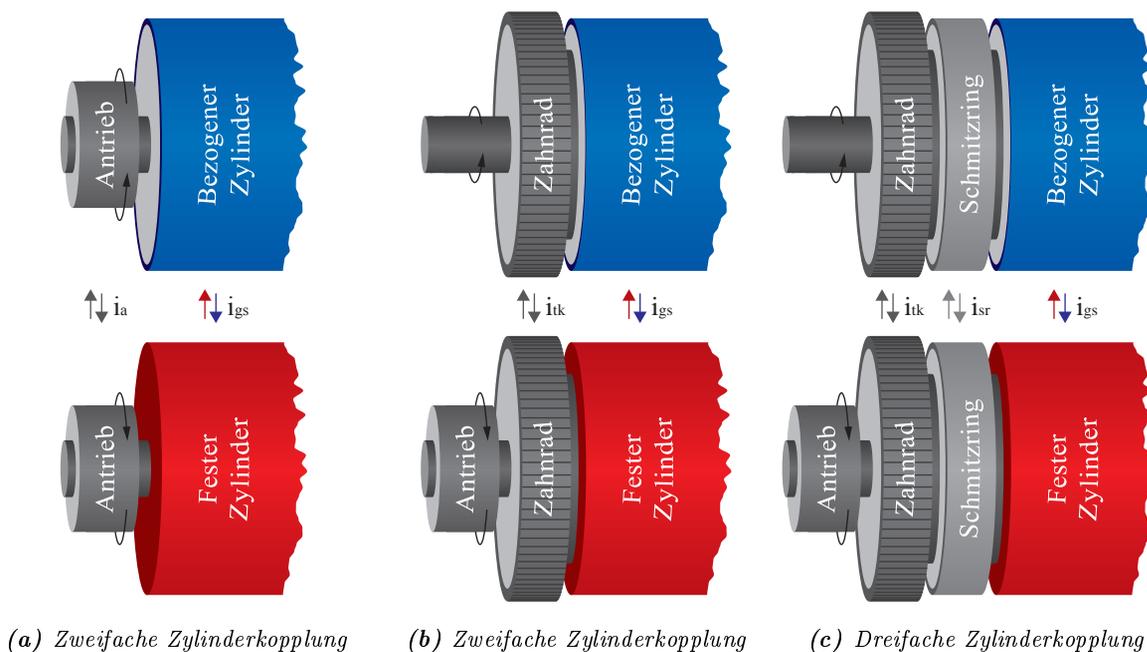


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung verschiedener form- und kraftschlüssig gekoppelter Zylinderpaare mit einem elastisch beschichteten Zylinder und einem festen Gegendruckzylinder

Infolge der verschiedenen Fördereigenschaften von Zylinderaufzügen β findet die größte Abweichung des Übersetzungsverhältnisses i bei mehrfach gekoppelten Zylinderpaaren² $i_{tk} = i_{sr} = i_a = 1$ zwischen dem festen und dem bezogenen Zylinder $\beta \neq 0 \Rightarrow i_{gs} \neq 1$ statt. Jede Abweichung der Übersetzungsverhält-

¹Wälzkreis auf dem die zwei Ersatzzylinder sich schlupffrei abwälzen würden

²Der Vereinfachung halber wird von gleichen Zylinder- und Teilkreisdurchmessern ausgegangen

nisse der Zylinderkupplungen wird in der schwächsten Kopplung (i. d. R. Zylinderdruckspalt) entweder durch eine Längenänderung der Zylinderbezugsfläche (Dehnschlupf) oder durch Durchrutschen der berührenden Oberflächen (Gleitschlupf) ausgeglichen. Bei einer starken reibschlüssigen Zylinderkopplung im Druckspalt kann der Ausgleich durch die Zahnradkopplung³ oder durch Einzelantriebe erfolgen. Infolgedessen versagen die Zahnräder durch Zahnbrüche oder die Antriebe werden überlastet.

Um das gewünschte Drehverhältnis der Zylinder $i_{gs} = 1$ trotz der Änderung der Übersetzungsverhältnis im Druckspalt $i_{gs} = 1 + \beta$ zu erreichen, wird bei Einzelantrieben (Abb. 1.1a) ein gegenseitig wirkendes Drehmoment an beiden Antrieben zusätzlich aufgebracht, das die Abweichung β auf Energiekosten zwangsläufig reduziert. Abhängig davon, ob das Förderverhalten des Zylinderbezugs positiv $\beta > 0 \Rightarrow i_{gs} > 1$ oder negativ $\beta < 0 \Rightarrow i_{gs} < 1$ ist, werden die Einzelantriebe wechselseitig vom Antriebs- zum Generatorbetrieb umgeschaltet. Beim positiven Förderverhalten des Zylinderbezuges $\beta > 0$, wird der Elektromotor am bezogenen Zylinder im Antriebsmodus und der Motor am festen Zylinder infolge der Bremsung im Generatormodus betrieben, oder umgekehrt, wenn das Förderverhalten negativ $\beta < 0$ ist.

Bei Zahnradkopplungen findet die Kraftübertragung vom antreibenden zum angetriebenen Zylinder durch die formschlüssig gekoppelten Zahnräder beim festen Übersetzungsverhältnis $i_{tk} = 1$ statt (Abb. 1.1b und 1.1c). Beim positiven Förderverhalten des Zylinderbezugs $\beta > 0 \Rightarrow i_{gs} > 1$ strebt der feste Zylinder dem bezogenen Zylinder vorzueilen $i_{gs} > i_{tk}$, sodass erster durch die Zahnradkopplung gebremst wird. Beim negativen Förderverhalten vom Zylinderbezug $\beta < 0 \Rightarrow i_{gs} < 1$ strebt der feste Zylinder dagegen, dem bezogenen Zylinder nachzueilen $i_{gs} < i_{tk}$, sodass jener durch die Zahnradkopplung zusätzlich angetrieben wird. Durch die Umkehrung der Kraftübertragung gleitet der Eingriffspunkt entlang der hinteren Zahnradflanken des antreibenden und der vorderen Zahnradflanken des abtreibenden Zahnrades, sodass das Tragbild der Zahnradzähne auf den falschen Zahnradflanken liegt. Sowohl das positive $\beta > 0$ als auch das negative $\beta < 0$ Förderverhalten vom Zylinderbezug belastet zusätzlich den Zentralantrieb.

Für eine punktgenaue Druckbildübertragung muss ein winkelsynchrones Abrollen aller Zylinder im Druckwerk gewährleistet und eine ausreichende Presskraft für eine gleichmäßige Farbübertragung erreicht werden. Durch die Beistellung werden Radialdeformationen des elastischen Zylinderbezuges im Druckspalt hervorrufen und daraus folgend die reversiblen Tangentialdeformationen aller Aufbauschichten erzeugt. Die Deformation der Zylinderbezugsfläche ändert den effektiven Umfang des beschichteten Zylinders und führt unvermeidlich zur Änderung des Übersetzungsverhältnisses der reibschlüssigen Zylinderkopplung $i_{gs} = 1 + \beta$. In der Vergangenheit haben sich einige Autoren sowohl theoretisch als auch experimentell mit dem Förderverhalten von Zylinderaufzügen befasst, jedoch ist das Phänomen nicht vollständig erklärt.

Ein Drucktuchzylinder im Rollkontakt mit dem Platten- bzw. dem Gegendruckzylinder weist einen effektiven Durchmesser auf [19–21]. Infolgedessen streben die Zylinderpartner unterschiedliche Drehgeschwindigkeiten an, sodass sie durch Einzelantriebe (Abb. 1.1a) oder Zahnräder (Abb. 1.1b und 1.1c) beschleunigt oder gebremst werden müssen [4]. Dies findet wegen der Deformation der Deckschicht des Drucktuches im Druckspalt statt [2], durch lokale Verringerung des Zylinderradius und eine Änderung der Oberflächengeschwindigkeit des Gummizylinders. Infolge der zunehmenden Beanspruchung des Zylinderbezuges werden Verschleiß und Temperatur erhöht [6], Energieeffizienz und Produktivität der Druckmaschine dagegen verringert. Zusammen mit dem Materialunterschied der Zylinderoberflächen im Kontakt und unter Einwirkung von Reibung führt das zu verschiedenen Dehnungen der Berührungsflecken [34]. Da

³In anderen Technikbereichen wird Differentialgetriebe eingesetzt, das auch Ausgleichsgetriebe genannt wird

alle gekoppelten Zylinder im Druckwerk gleiche Winkelgeschwindigkeiten aufweisen, sind Richtung und Intensität der Kräfte im Druckspalt größtenteils vom Förderverhalten der Drucktücher abhängig [32].

Ein Drucktuch kann Übersetzungsverhältnisse der Zylinder ändern und dadurch den Maschinenantrieb zusätzlich belasten, die Materialführung erschweren und Platten- und Drucktuchverschleiß sowie Erwärmung erhöhen [25]. Dabei kann der Drucktuchzylinder von der überbestimmten Antriebsgeschwindigkeit dermaßen abweichen, dass die Tangentialkraft und Schubspannung im Druckspalt die zulässige, durch Einpressung und Reibung bestimmte Maximalkraft überschreiten [26] und hohen Verschleiß sowie starke Erwärmung verursachen. Dies kann das Druckwerk derart belasten, dass die Druckmaschine die Betriebsgeschwindigkeit überhaupt nicht oder nur bei hohem Kraftaufwand und Energieverbrauch erreicht.

1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist es, die Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderaufzügen unterschiedlicher Aufbauten experimentell zu untersuchen und die Einflüsse einzelner Aufbauschichten und ihrer Eigenschaften auf das Förderverhalten zu ermitteln. Für die experimentelle Untersuchung des Förderverhaltens wird eine entsprechende Untersuchungsvorrichtung gebaut, mit deren Hilfe die Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderaufzügen sowie einige Eigenschaften der Aufbauschichten ermittelt werden können. Dazu werden Untersuchungsmethoden entwickelt, die eine systematische Ermittlung sowohl der auf das Förderverhalten maßgebend wirkenden Einflussgrößen als auch der Fördereigenschaften von Zylinderbezügen ermöglicht. Um anhand der experimentellen Messungen zuverlässige wissenschaftliche Erkenntnisse zu gewinnen, werden rechnerische Auswertungsmethoden entwickelt, mit denen die Messergebnisse automatisch ausgewertet und eindeutig interpretiert werden können. Ausgehend von den neuen Erkenntnissen und von den ermittelten Eigenschaften der Einzelschichten werden Zusammenhänge aufgestellt, die das Förderverhalten der untersuchten Zylinderbezüge rechnerisch abbilden.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein neues Untersuchungsverfahren zum Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderbezügen zu entwickeln, sowie ein empirisches Modell aufzustellen, mit dem das Förderverhalten eines mehrschichtigen Zylinderbezuges vorausgesagt werden kann. Dazu sollen einige ungeklärte Fragen zu den Ursachen der Entstehung eines positiven oder negativen Förderverhaltens von viskoelastischen Zylinderbezügen in Form von theoretischen Ansätzen und experimentellen Abrollversuchen beantwortet werden. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der Untersuchung der Materialeigenschaften der Einzelschichten sowie insbesondere auf den reversiblen Tangentialdeformationen der Aufbauschichten im Druckspalt, die infolge der Radialdeformation durch die Zylinderbeistellung entstehen. Dabei sollen die Einzelschichten und ihre Eigenschaften definiert werden, die maßgebenden Einfluss auf das Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderbezügen sowohl allgemein als auch mit Hinblick auf Flexodruckplatten und Offsetdrucktücher ausüben. Im Rahmen der Arbeit werden abschließend experimentelle Modelle aufgestellt, die es ermöglichen, die untersuchten Zylinderbezüge in Bezug auf ihr Förderverhalten zu klassifizieren und ihre Fördereigenschaften annäherungsweise vorherzusagen.

Kapitel 2

Anwendung der Zylinderaufzüge

Zylinder mit mehrschichtigen Zylinderaufzügen, die aus unterschiedlichen Werkstoffen bestehen, werden in der Druckindustrie für Druckbildübertragung und Materialbeförderung eingesetzt. Durch ungleiche Materialeigenschaften weisen diese Zylinderbezüge verschiedene Fördereigenschaften auf, die insbesondere bei kontinuierlichen Materialführungen von großer Wichtigkeit sind. Sowohl im Offset- als auch im Flexodruck findet die Druckbildübertragung mithilfe der mehrschichtigen Zylinderaufzüge statt, sodass solchen Zylinderaufzügen in diesen Druckverfahren eine besondere Bedeutung beigemessen wird.

Im Flexodruck werden mehrschichtige Zylinderbezüge (Flexodruckplatten bzw. Flexoklischees) als elastische Druckbildträger verwendet, die aus einer inkompressiblen Reliefschicht, einer dehnfesten Trägerfolie und einem kompressiblen Klischeeklebeband bestehen. Im Offsetdruck werden mehrschichtige Zylinderaufzüge (Drucktücher bzw. Gummitücher) als elastische Zwischenträger, die eine inkompressible Deckschicht, mehrere Gewebeschichten und eine oder mehrere Luftpolsterschichten enthalten, zur Übertragung des Druckbildes vom festen Druckbildträger (Plattenzylinder) auf den Bedruckstoff eingesetzt.

Trotz der infolge der Beistellung entstandenen Radialdeformation des Zylinderaufzuges und daraus resultierenden Längenänderung der Zylinderbezugsfläche im Druckspalt, muss für eine punktgenaue Druckbildübertragung ein schlupffreies Abrollen aller berührenden Zylinder gewährleistet werden. Ein suboptimales Abrollverhalten der gleichzeitig reib- und formschlüssig gekoppelten Zylinder im Druckwerk verursacht Druckform- und Drucktuchverschleiß, Energieverlust, Bahnspannungvariation, Schieben, Tonwertzunahme, Drucklängenänderung, Abwicklungsstreifen, Temperatursteigerung, Schwingungen usw. [19].

Während das Förderverhalten von Drucktüchern bereits das Thema einiger Forscher war, wurden die Fördereigenschaften von Flexodruckplatten bisher weder theoretisch noch experimentell untersucht. Neben der Druckindustrie finden die mehrschichtigen Zylinderaufzüge Anwendung in vielen anderen Bereichen der Transport- und Verarbeitungsindustrie, jedoch sind die Anforderungen an ein punktgenaues Abrollen im Vergleich mit der Druckindustrie relativ gering, sodass das Thema des Förderverhaltens von Zylinderaufzügen in den anderen Anwendungsgebieten meistens im Hintergrund steht.

2.1 Flexodruck

Der Flexodruck ist ein direktes Hochdruckverfahren, bei dem die Druckformen mit erhobenen druckenden Elementen und vertieften nicht druckenden Stellen verwendet werden. Dabei wird die Druckfarbe mithilfe der elastischen Druckform von einer mit Farbnapfchen gerasterten Farbauftragswalze aufgenommen und auf den Gegendruckzylinder aufgetragen, der den Bedruckstoff führt, sodass die Druckform und das Drucksubstrat bei diesem Druckverfahren direkt in Berührung kommen. Zur Druckbildübertragung wird eine relativ geringe Presskraft zwischen dem Druckform- und dem Gegendruckzylinder sowie zwischen dem Druckformzylinder und der Rasterwalze benötigt, die durch Zylinderbeistellung im Druckspalt entsteht. Dieses Rollenrotationsdruckverfahren ist für verschiedene nicht saugende Rollenbedruckstoffe geeignet, die mit anderen Druckverfahren nicht oder nur eingeschränkt bedruckt werden können.

Ein Flexodruckwerk setzt sich aus einem Druckform-, einem Gegendruckzylinder (auch Formatzylinder oder Presseur genannt) und einer Rasterwalze zusammen (Abb. 2.1). Zum einem sind die Zylinder im Kontaktbereich durch die Zylinderbeistellung über die Berührungsoberflächen reibschlüssig gekoppelt und zum anderen sind sie entweder durch Zahnräder formschlüssig gekoppelt oder häufigst durch Einzelantriebe einzeln angetrieben. Eine gute Druckbildübertragung und optimale Materialbahnführung werden ausschließlich beim schlupffreien Abrollen der gekoppelten Zylinder erreicht, das beim gleichen Übersetzungsverhältnis aller Kopplungen jedes Zylinderpaares in der Druckmaschine gewährleistet wird.

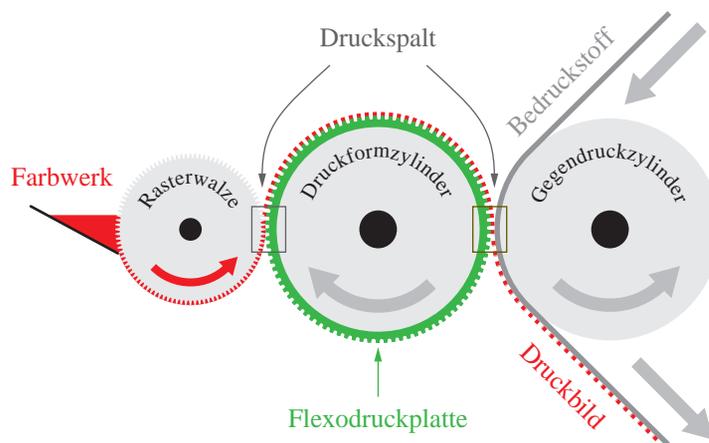


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung eines klassischen Flexodruckwerkes

Beim Druckformaufbau wird ein kompressibles, beidseitig klebendes Klischeeklebeband auf den Druckformzylinder aufgeklebt und darauf wird die Druckplatte, sogenannte Flexodruckplatte, gespannt (Abb. 2.2). Dabei wird bei Flexodruckformen zwischen Fotopolymerplatten aus UV-empfindlichem Kunststoff und mittels Lasergravur hergestellten Gummiklischees unterschieden. Während die Fotopolymerplatten elastisch und ausschließlich inkompressibel sind, können die elastischen Gummiplatten eine integrierte Luftpolsterschicht enthalten und somit sowohl teilweise kompressibel als auch inkompressibel sein.

Um den auftragsspezifischen Anforderungen zu entsprechen, werden die Klischeeklebebänder und die Flexodruckplatten in verschiedenen Härten eingesetzt, die abhängig vom Druckauftrag gewählt und dem Drucksubstrat angepasst werden. Durch das nachgiebige Klischeeklebeband werden die Deformationen der Flexodruckplatte im Druckspalt reduziert, aufgrund dessen die Druckbildübertragung verbessert und die Druckqualität gesteigert wird. Neben den Druckplatten werden die Druckformen in Form von Sleeves eingesetzt, die dünnwandige Hülsen oft mit integrierter kompressibler Schaumschicht sind.

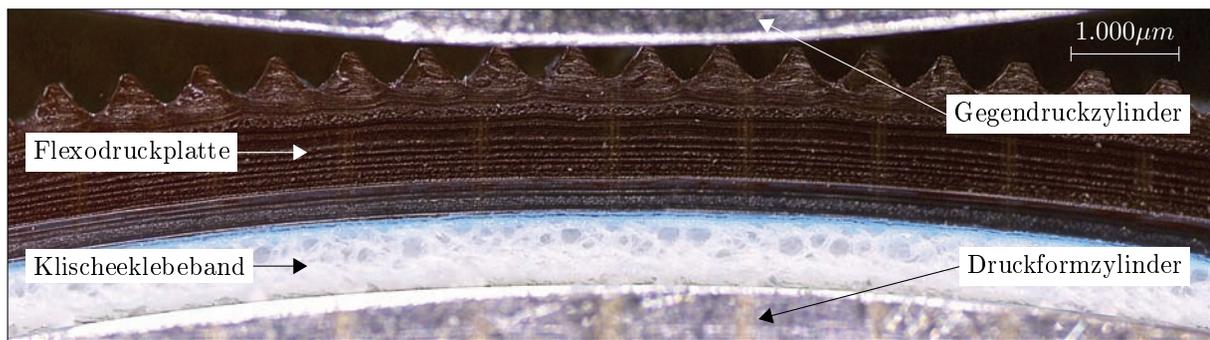


Abbildung 2.2: Mikroaufnahme des Querschnittes einer Flexodruckplatte im Druckspalt

Abhängig von der Konstruktion und von der Anordnung der Zylinder bzw. der einzelnen Druckwerke werden Flexodruckmaschinen in Reihenbauweise, Mehrzylinderkompaktbauweise und Zentralzylinder- bzw. Satellitenbauweise unterschieden. Die Bauweisen weisen bestimmte Eigenschaften auf, wobei der Bedruckstoff bei jeder Bauweise von der Abwicklung bis zur Aufwicklung durch die Druckmaschine kontinuierlich befördert wird. Bei der Reihenbauweise enthält jedes Druckwerk einen eigenen Gegendruckzylinder und die zu bedruckende Materialbahn wird zwischen einzelnen Druckwerken geführt, die in einer Reihe angeordnet sind. Bei der Kompaktbauweise werden mehrere Druckwerke mit eigenen Gegendruckzylindern übereinander in Türmen angeordnet und der Bedruckstoff wird durch die Druckwerke und zwischen den Türmen geführt. Bei der Zentralzylinderbauweise sind die einzelnen Druckwerke um einen Gegendruckzylinder angeordnet, auf dem die Materialbahn während des kompletten Druckvorgangs gehalten wird.

2.2 Offsetdruck

Der Offsetdruck ist ein indirektes Flachdruckverfahren, bei dem druckende und nicht druckende Elemente der Druckform annähernd auf einer Ebene liegen. Im Druckprozess wird die Druckfarbe vom festen Plattenzylinder zuerst auf den Drucktuchzylinder und von diesem auf den Bedruckstoff übertragen, sodass die Druckplatte und das Drucksubstrat nicht direkt, sondern über ein elastisches Drucktuch in Berührung kommen. Zur Druckbildübertragung wird eine Druckspannung zwischen dem Platten- und dem Drucktuchzylinder sowie zwischen dem Drucktuch- und dem Gegendruckzylinder benötigt. Diese Presskraft wird durch Zylinderbeistellung erreicht und der Kontaktbereich der Zylinder wird Druckspalt genannt.

Ein Offsetdruckwerk besteht aus einem Platten-, einem Drucktuch- und einem Gegendruckzylinder (Abb. 2.3), die miteinander mehrfach gekoppelt sind. Abhängig von der Bauart erfolgt die erste Kopplung durch den Zylinderantrieb, der entweder formschlüssig über Zahnräder oder winkelsynchron über Einzelantriebe stattfindet. Die zweite Zylinderkopplung ist reibschüssig und erfolgt zwischen den im Druckspalt berührenden Zylinderoberflächen. Bei Schmitzringläufern entsteht eine weitere kraftschlüssige Kopplung über aufeinander abrollende Laufringpaare, die mit einer hohen Vorspannkraft beaufschlagt sind.

Das Drucktuch (Abb. 2.4), auch Gummituch genannt, ist ein viskoelastischer Zylinderbezug, der aus unterschiedlichen Aufbausichten besteht und dessen Aufgabe im Druckwerk ist, die Druckfarbe von der Druckplatte aufzunehmen und auf den Bedruckstoff zu übertragen. Im klassischen Aufbau enthält ein Drucktuch eine Deckschicht, eine Stabilisierungsschicht (obere Gewebeschicht), eine Luftpolsterschicht und eine Festigkeitsschicht (untere Gewebeschicht). Durch die elastische Deckschicht und den nachgiebigen Unterbau des Drucktuches werden die Unebenheiten der Bedruckstoffoberfläche im Druckspalt ausge-

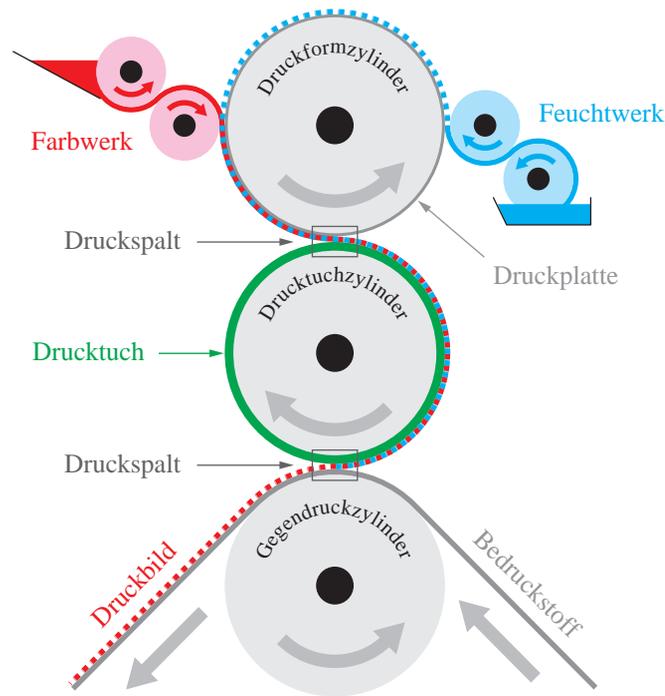


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung eines klassischen Rollenoffsetdruckwerkes

glichen, was zu einer besseren Farbübertragung beiträgt und die Druckqualität steigert. Hinsichtlich des Aufbaus und der Eigenschaften der Aufbauschichten unterscheiden sich verschiedene Drucktuchmodelle voneinander und weisen charakteristische Druckeigenschaften auf, sodass sie abhängig von der Druckmaschine und vom Drucksubstrat gewählt und eingesetzt werden. Infolge der großen Bedeutung bei der Druckbildübertragung wird das Drucktuch oft als Kernstück des Offsetdrucks bezeichnet.

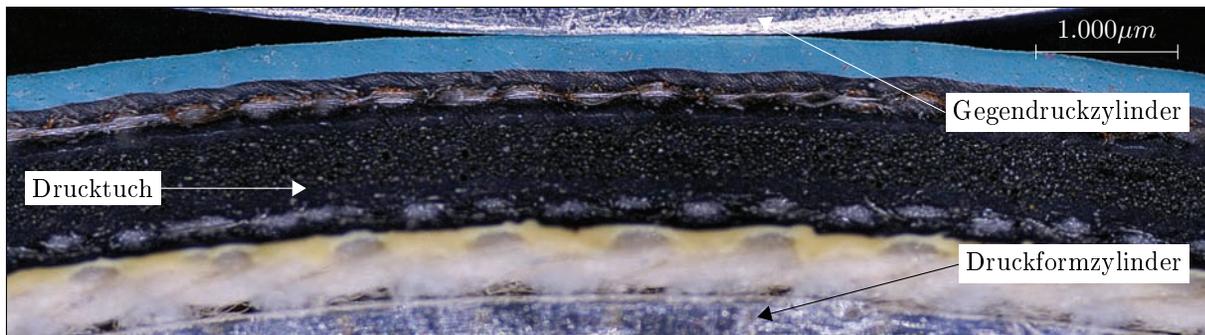


Abbildung 2.4: Mikroaufnahme des Querschnittes eines Drucktuches im Druckspalt

Abhängig von der Bedruckstoffart wird grundsätzlich zwischen zwei Großgruppen von Offsetdruckmaschinen unterschieden: Zum einen sind das Bogenoffsetdruckmaschinen, bei denen die im Anleger aufeinander gestapelten Bedruckstoffbögen einzeln in der Maschine ein- oder beidseitig bedruckt und im Ausleger aufeinander abgestapelt werden. Der Transport einzelner Papierbögen erfolgt mithilfe von Papiergreifern, mit denen die Bögen ständig gehalten und nacheinander durch die Druckmaschine gefördert werden. Zum anderen sind das Rollenoffsetdruckmaschinen, bei denen die zu bedruckende Bedruckstoffrolle im Anleger abgewickelt und als Bahn in der Maschine meistens beidseitig bedruckt und im Ausleger aufgewickelt oder weiterverarbeitet wird. Beim Rollenoffsetdruck ist die Papierbahn gleichzeitig Transportmittel, das durch die Maschine unter vordefinierten Bahnspannungen kontinuierlich geführt wird.

Kapitel 3

Stand der Technik und der Wissenschaft

Infolge der großen technischen Bedeutung waren Rollkontakte zweier aufeinander abrollender zylindrischer Körper bereits das Thema vieler Forscher, die in ihren Arbeiten beinahe alle im Rollkontakt vorkommenden Erscheinungen und Vorgänge sowohl experimentell als auch theoretisch untersucht haben. Einige Phänomene in diesem Technikbereich sind jedoch unerforscht geblieben. Nach den gegenwärtigen Kenntnissen beschränken sich alle bisherigen Untersuchungen zum Rollkontakt auf Vorgänge und Größen im Druckspalt, aber die Auswirkungen, insbesondere in Bezug auf Fördereigenschaften von Zylinderpaaren, sind weitgehend vernachlässigt geblieben. Eines der ungenügend erforschten Themen ist das Problem des Förderverhaltens von Flexodruckplatten und Offset-Drucktöchern oder allgemein das Problem der Drehmomentübertragung von gleichzeitig reib- und formschlüssig gekoppelten Zylindern, von denen einer mit einem viskoelastischen, mehrschichtigen, nichtlinearen Zylinderbezug beschichtet ist.

Um möglichst viele Einflussfaktoren und ihre Auswirkungen auf die Fördereigenschaften von beschichteten Zylindern zu ermitteln, wird eine umfangreiche Literaturrecherche in unterschiedlichen wissenschaftlichen Technikbereichen durchgeführt, die zahlreiche Arbeiten von der Mitte des neunzehnten Jahrhunderts bis zur heutigen Zeit umfasst. Angefangen bei den ersten experimentellen Abrollversuchen, die das Förderverhalten beschreiben, über die theoretischen und empirischen Untersuchungen zum idealen und realen Rollkontakt, bis zu neueren Arbeiten zum Thema des Förderverhaltens von mehrschichtigen Zylinderbezügen werden im Rahmen der Literaturrecherche die wichtigsten Untersuchungen erarbeitet.

Durch die Literaturrecherche wird ein Überblick über die zeitliche Entwicklung und den gegenwärtigen Stand der Technik und der Wissenschaft zum Thema des Förderverhaltens von beschichteten Zylindern geschaffen, aus dem sich ein fester Ausgangspunkt sowie eindeutige Richtlinien der weiteren Forschung ergeben. Die Forschungsarbeiten, deren Ansätze und Ergebnisse von den im Rahmen der vorliegenden Arbeit neugewonnenen Erkenntnissen und von den im Rahmen der Literaturrecherche erarbeiteten Arbeiten erheblich abweichen, werden weder kritisch abgehandelt noch als für diese Arbeit relevant betrachtet.

Anmerkung: Die in diesem Kapitel verwendeten Bezeichnungen werden aus den konsultierten Arbeiten übernommen, sodass sie von den im Symbolverzeichnis aufgelisteten Bezeichnungen abweichen können.

3.1 Normal- und Tangentialkräfte

Abhängig von den in der Kontaktzone wirkenden Kräften wird zwischen dem Normal- und dem Tangentialkontakt unterschieden. Beim Normalkontakt wirkt die Normalkraft F_N und die dadurch hervorgerufene Normalspannung σ senkrecht zur Kontaktfläche, infolgedessen wird eine Normaldeformation ε_N bewirkt. Beim Tangentialkontakt wirkt noch eine zusätzliche Tangentialkraft F_T , die, unter der Voraussetzung reibungsbehafteter Körper bei der die Reibungszahl $\mu > 0$ ist, eine Schubspannung q hervorruft sowie eine daraus entstandene Tangentialdeformation ε_T der Kontaktfläche, oder wenn $F_T \geq \mu F_N$, einen Schlupf s verursacht [35]. Der Rollkontakt wird meistens als ein zweidimensionales Kontaktproblem betrachtet und die Kräfte, Spannungen und Verformungen im Druckspalt hängen von der Koordinate x ab.

Das Problem des Rollkontakts zweier homogener, linear-elastischer, reibungsfrei aufeinander abrollender, achsenparalleler, zylindrischer Körper aus unterschiedlichen Werkstoffen unter Normalbelastung im Hooke'schen Belastungsbereich, in dem die Nachwirkung der Verzerrung vernachlässigt werden kann, wurde erstmals von HERTZ [36] im Jahre 1880 theoretisch untersucht. Mittels der folgenden Hertz'schen Gleichungen ist es möglich, die halbe Kontaktbreite a_H , die Normalkraftverteilung $p(x)$ und die größte Normalkraft p_H sowie die radialen Spannungen $\sigma = E\varepsilon$ und Dehnungen $\varepsilon(x) = \frac{p(x)}{E}$ in der Kontaktzone der berührenden Zylinder mithilfe des aufgestellten Hooke'schen Gesetzes auszurechnen:

$$a_H = \sqrt{\frac{4NR}{\pi E^*}} \quad (3.1)$$

$$p(x) = p_H \sqrt{1 - \frac{x}{a_H}} \quad (3.2)$$

$$p_H = \frac{2N}{\pi a_H} \sqrt{\frac{NE^*}{\pi R}} \quad (3.3)$$

Wobei, $N = \frac{F_N}{L}$ die Linienlast, R den geometrisch gemittelten Krümmungsradius und E^* den Ersatz-Elastizitätsmodul darstellen, die mit folgenden Zusammenhängen definiert werden:

$$R = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)^{-1} \quad (3.4)$$

$$E^* = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (3.5)$$

Die Normalspannungen und Verformungen sind symmetrisch und parabelförmig über die Kontaktzone verteilt und hängen nach der Hertz'schen Theorie von der Normalbelastung, dem geometrischen Mittelradius und am stärksten von dem resultierenden E^* -Modul der beiden Kontaktkörper ab. Die oben aufgeführten Hertz'schen Gleichungen bilden die Grundlage für Kontaktuntersuchungen aller Art und gelten allgemein für zwei zylindrische Körper aus Werkstoffen mit unterschiedlichen Elastizitätskonstanten ($\nu_1 \neq \nu_2$ und $E_1 \neq E_2$). Da der Elastizitätsmodul des Stahls unvergleichbar größer als derjenige des Gummis ist $E_S \gg E_G$, kann für diese Kombination ein Glied in der Klammer in der Gleichung 3.5 vernachlässigt werden. Da die Querkontraktionszahl von Gummi $\nu_G = 0,5$ beträgt, ergibt sich die halbe Kontaktflächenbreite für die Gummi-Stahl-Kombination als:

$$a_G = \sqrt{\frac{3NR}{\pi E_G^*}} \quad (3.6)$$

Infolge der Hertz'schen Annahme des reibungsfreien Kontakts $\mu = 0$ entstehen im Kontaktgebiet keine Schubspannungen $q(x) = 0$, die einer Relativbewegung der Kontaktflächen entgegenwirken, sodass keine

Tangentialkraftübertragung $F_T = 0$ stattfinden kann. Seit Hertz sind die durch den Normaldruck zwischen zwei gekrümmten Körpern hervorgerufenen Spannungs- und Formänderungszustände bekannt, aber übertragene Tangentialkräfte und Schubspannungen in der Kontaktzone blieben unbekannt.

Darauf aufbauend untersuchte FÖPPL [37] den reibungsbehafteten Rollkontakt $\mu > 0$ zweier homogener, linear-elastischer, aufeinander abrollender Festkörper aus Werkstoffen mit identischen Elastizitätskonstanten ($\nu_1 = \nu_2$ und $E_1 = E_2$) und stellte die folgenden Gleichungen zur Berechnung der halben Berührungszone A , der Tangentialkraft F_T , der Schubspannung und des daraus resultierenden Drehmomentes M für die Grenzfälle vollständigen Gleitens und vollständigen Haftens sowie für den allgemeinen Fall auf:

$$A = 2\sqrt{\frac{2(\nu^2 - 1)NR}{\pi E\nu^2}} \quad (3.7)$$

$$F_T = \frac{\pi}{4}\sigma A \left(3\sqrt{\alpha} + \frac{\alpha}{2n} - 2 \right) \quad (3.8)$$

$$M = A\alpha N + A\frac{T}{\mu} \frac{\sqrt{1-\alpha} + 2\alpha - (1+\alpha)(\sqrt{\alpha} + \frac{\alpha}{2n})}{3\sqrt{\alpha} + \frac{\alpha}{2n} - 2} \quad (3.9)$$

Die Bezeichnungen $\frac{b}{A} = \alpha$ und $\frac{a}{A} = 1 - \alpha$ stellen das Verhältnis der halben Breite der Gleitzzone b und der halben Breite der Haftzone a zum halben Berührungsbereich A dar. R ist der geometrisch gemittelte Mittelradius und die Abkürzung $n = 1 - \sqrt{1-\alpha}$ gilt. Es ist bemerkenswert, dass die resultierende Tangentialkraft F_T ihr Vorzeichen im Bereich $1 \geq \alpha \geq 0$ wechselt. Während die Klammer von der Gleichung 3.8 für $\alpha = 1$ den Wert $\frac{3}{2}$ annimmt, wird sie für $\alpha = 0$ negativ und für $\alpha = 0,118$ wird der Klammersausdruck und somit F_T gleich Null. Im Grenzfall vollständigen Haftens ruft eine zusätzliche Tangentialkraft keine zusätzlichen Schubspannungen im Kontaktbereich hervor $\sigma_{x(y=0)} = const.$ Die Schubspannung $\sigma_{x(y=0)}$ der Haftbedingung und die Schubspannung $q(u)$ selbst werden errechnet zu:

$$\sigma_{x(y=0)} = \frac{2}{\pi} \int_{-a_H}^{+a_H} \frac{q_u}{x-u} \delta u \quad (3.10)$$

$$q(u) = -\frac{\sigma_0}{2} \sqrt{\frac{a_H - u}{a_H + u}} \quad (3.11)$$

Daraus berechnet sich über die im Berührungstreifen übertragbare Tangentialkraft zu:

$$F_T = \int_{-a_H}^{+a_H} q(u) \delta u = -\frac{\sigma_0}{2} \int_{-a_H}^{+a_H} \sqrt{\frac{a_H - u}{a_H + u}} \delta u = \frac{\pi}{2} a_H \sigma_0 \quad (3.12)$$

Aus den Föppl'schen Berechnungen folgt das Ergebnis, dass bei einer Tangentialkraftübertragung im Rollkontakt zweier unterschiedlicher Körper immer ein Gleitschlupf in Grenzbereichen auftritt, was später in den Arbeiten [34] sowie [38–40] gezeigt wurde.

Die Föppl'schen Aufsätze wurden von HEINRICH [38] kritisch betrachtet und es wurde festgestellt, dass die Hertz'sche Berührungsbedingung durch die Föppl'schen Gleichungen nicht erfüllt wird. Zur Berechnung der halben Kontaktzonenlänge und der Schubspannungen in der Gleit- $q(x)_G$ und Haftzone $q(x)_H$, der Normalkraftverteilung sowie der gesamten Normal- N und Tangentialkraft T wurden neue Gleichungen unter Berücksichtigung der Reibung aufgestellt. Bei identischen Elastizitätskonstanten ist die Schubspannung gleich Null und solange keine Tangentialkraft übertragen wird, existiert kein Gleitgebiet im Druckspalt, was später in der Arbeit von BUFLER [39] bestätigt wurde.

$$A = 2\sqrt{\frac{2N(\nu^2 - 1)R}{\pi E\nu^2}} \quad (3.13)$$

$$q_{(x)G} = \mu_0 p_{(x)} = \mu_0 \frac{E'}{4R} \sqrt{A^2 - x^2} \quad (3.14)$$

$$q_{(x)H} = q_{(x)G} - \sqrt{a^2 - x^2} \quad (3.15)$$

$$N = \int_{-A}^{+A} p_{(x)} \delta x = \frac{E' \pi}{8R} A^2 \quad (3.16)$$

$$\frac{T}{N} = \mu = \mu_0 \alpha (2 - \alpha) \Rightarrow \alpha = 1 - \sqrt{1 - \frac{\mu}{\mu_0}} \quad (3.17)$$

$$E' = E \frac{\nu^2}{\nu^2 - 1} \quad (3.18)$$

Mit wachsender Tangentialkraft steigt die Gleitreibungszahl μ_G von Null an, das Gleitgebiet nimmt zu und im Grenzfall, wenn die Gleitreibungszahl den Maximalwert $\mu_G = \mu_H$ erreicht, gleitet das ganze Berührungsbereich. Eine Übertragung größerer Tangentialkräfte, als dem Reibungsgesetz nach der Gleichung 3.17 entspricht, ist ausgeschlossen, was in der Arbeit von Heinrich & Desoyer bestätigt wurde [41].

Auf der Föppl'schen Theorie aufbauend, untersuchte BUFLER [39] das Problem der Tangentialkraftübertragung zweier reibungsbehafteter, homogener, stationär aufeinander abrollender Zylinder mit unterschiedlichen Elastizitätskonstanten unter Berücksichtigung von konstanter Reibung in der gesamten Berührungsfäche und unter der Annahme, dass die Druck- und Schubspannungen im Druckspalt einander beeinflussen. Die Gleichungen für die halbe Kontaktlänge sowie für die resultierende Druck- und Schubspannungsverteilung im reinen Gleit- und Haftfall wurden aufgestellt:

$$a_B = \sqrt{\frac{2N}{(1 + 4\beta^2)b}} \quad (3.19)$$

$$p_{(x)} = \frac{B a_B}{\sqrt{\pi^2 - C^2}} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_B}\right)^2} \cos \left[\beta \ln \left(\frac{1 + \frac{x}{a_B}}{1 - \frac{x}{a_B}} \right) \right] \quad (3.20)$$

$$q_{(x)} = \frac{B a_B}{\sqrt{\pi^2 - C^2}} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_B}\right)^2} \sin \left[\beta \ln \left(\frac{1 + \frac{x}{a_B}}{1 - \frac{x}{a_B}} \right) \right] \quad (3.21)$$

Infolge der Eindrückung und der unterschiedlichen Elastizitätskonstanten kommt es in der Kontaktzone zweier reibungsbehafteter Körper zu unterschiedlichen Schubspannungen in Randschichten, die unterschiedliche Tangentialdeformationen $\varepsilon_{T_1} \neq \varepsilon_{T_2}$ und Verschiebungen der Randschichten in Tangentialrichtung verursachen, die entstehen, sobald die Schubspannung einen Grenzwert $q_{(x)} = \mu p_{(x)}$ erreicht [34].

$$B = \frac{\pi}{2R} \frac{E_1 E_2}{E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)} \quad (3.22)$$

$$C = \frac{\pi}{2} \frac{E_1(1 - \nu_2 - 2\nu_2^2) - E_2(1 - \nu_1 - 2\nu_1^2)}{E_1(1 - \nu_2^2) + E_2(1 - \nu_1^2)} \quad (3.23)$$

$$\beta = \frac{1}{2\pi} \ln \left(\frac{\pi + C}{\pi - C} \right) \quad (3.24)$$

Wegen der Randbedingungen ist der reine Haftfall bei unterschiedlichen Walzen nur bedingt möglich, wenn sie tangentialkraftfrei im True-Rolling-Zustand ¹ Zustand aufeinander abrollen und die Reibungszahl unendlich groß ist. Die Schubspannung ist in diesem Fall antimetrisch zum Nullpunkt verteilt und ihr Integral über die Kontaktzonenbreite beträgt Null. Bei endlich großer Reibungszahl oder bei der Tangentialkraftübertragung tritt neben einem Haft- noch mindestens ein Gleitgebiet auf und der reine Haftfall

¹ Ideales Abrollen, bei dem keine Scherkräfte und somit kein Schlupf im Kontaktbereich entsteht

ist ausgeschlossen, was REYNOLDS [40] in seiner experimentellen Arbeit zeigte. Im reinen Haftfall erfolgt eine Erhöhung des Druckmaximums und Verkleinerung der Kontaktbreite, während der reine Gleitfall zu einer Verlagerung des Druckmaximums gegenüber der Hertz'schen Verteilung führt, was von GALIN [42] untersucht wurde. Endlich große Reibungszahlen führen zu einer asymmetrischen Druckverteilung im Berührungsbereich und üben ein Drehmoment aus, was auch aus den Arbeiten [43, 44] hervorgeht.

Das Problem der rollenden Reibung zweier aufeinander abrollender Zylinder mit verschiedenen Elastizitätskonstanten wurde von DESOYER [45] untersucht und die folgenden Gleichungen für Druck- und Schubspannungen sowie für Kontaktzonenbreite in reinem Gleit- und Haftfall wurden aufgestellt:

$$A_G = \sqrt{\frac{N}{2\Theta(1-\Theta)B}} \quad (3.25)$$

$$p_{(x)G} = \frac{AB}{\sqrt{\pi^2 + C^2\mu_0^2}} p^* \frac{x}{A} \quad (3.26)$$

$$q_{(x)G} = \mu_0 p_{(x)} \quad (3.27)$$

$$\tan \pi\Theta = \frac{\pi}{C\mu_0} \quad (3.28)$$

$$A_H = \sqrt{\frac{N}{2\vartheta(1-\vartheta)B}} \quad (3.29)$$

$$p_{(x)H} = \frac{AB}{\sqrt{\pi^2 + C^2}} p^{**} \frac{x}{A} \quad (3.30)$$

$$q_{(x)H} = \frac{AB}{\sqrt{\pi^2 + C^2}} q^{**} \frac{x}{A} \quad (3.31)$$

$$\tan \pi\vartheta = \frac{\pi}{C} \quad (3.32)$$

$$B = \frac{\pi}{2R} \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (3.33)$$

$$C = \frac{\pi}{2} \frac{\left(1 - \frac{1}{\nu_1}\right) E_2 - \left(1 - \frac{1}{\nu_2}\right) E_1}{E_1 + E_2} \quad (3.34)$$

Für identische Kontaktkörper im Haftfall und wenn keine Tangentialkraft übertragen wird, ergibt sich die Hertz'sche Druckverteilung und die Schubspannungen sowie der Schlupf werden gleich Null [34, 37–40].

Das Rollkontaktproblem wurde von JOHNSON [34] analytisch untersucht. Unter der Annahme vollständigen Haftens und unendlich großer Reibungszahl $\mu = \infty$ sowie dass sich Druck- und Schubspannungen im Kontaktbereich gegenseitig nicht beeinflussen, wurden in seiner Arbeit die Gleichungen für die Normal- und Schubspannungsverteilung aufgestellt:

$$p_{(x)} = \frac{2N}{\pi a_H} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a_H}\right)^2} \quad (3.35)$$

$$q_{(x)} = p_{(x)} \beta \ln \left(\frac{a_H + x}{a_H - x}\right) \quad (3.36)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left[\frac{\frac{1-2\nu_1}{G_1} - \frac{1-2\nu_2}{G_2}}{\frac{1-\nu_1}{G_1} + \frac{1-\nu_2}{G_2}} \right] \quad (3.37)$$

Aus der Gleichung 3.36 ist ersichtlich, dass die Schubspannungen, die einen Dehnschlupf im Druckspalt verursachen, durch die Normalbelastung $p_{(x)}$ und den Dundurs-Parameter β [46] bestimmt werden. Dieser Parameter ist ein Maß für Materialunterschied, der für identische [47] und für ideal-inkompressible

Materialien $\nu = 0,5$ im Normalkontakt mit ideal-starren Körpern [17, 18, 43, 44] Null beträgt $\beta = 0$. Nach dieser Theorie verursacht eine Normalbelastung zweier Körper aus unterschiedlichen Materialien Schubspannungen $q(x)$ und tangentiale Deformationen $\varepsilon_{T_1} \neq \varepsilon_{T_2}$ im Kontaktbereich, die aufgrund unterschiedlicher Querdehnungszahlen $\nu_1 \neq \nu_2$ und dadurch steigenden Dundurs-Parameter $\beta > 0$ entstehen.

Anlehnend an diese Theorien wurden mehrere numerische Methoden zur Bestimmung der Kontaktlänge sowie der Normal- und Tangentialkräfte im Kontaktbereich aufgestellt. Zur Untersuchung des stationären, reibungsbehafteten Rollkontakts zwischen homogenen Walzen aus unterschiedlichen elastischen und viskoelastischen Materialien wurde von KNOTHE [48], WANG [8] und HISS [49] anlehnend an die Theorie von KALKER [50] das Rollkontaktprogramm VISCON [51] entwickelt. Ein weiteres Programm, STRIP, das den Normal- und Tangentialkraftverlauf, die resultierende Tangentialkraft sowie den globalen Schlupf in der Kontaktzone einer starren, im reibungsbehafteten Rollkontakt mit einer gummibezogener Walze berechnet und die Auswirkung der Aufzugsdicke auf den Rollkontakt zeigt, wurde von NOWELL [17] und HILLS [18] anlehnend an die Theorie von BENTALL & JOHNSON [44] entwickelt. Mittels bereits bestehender experimenteller, analytischer und numerischer Studien [52] speziell zum rollenden Kontakt stellte KALKER [35] neue mathematische Gleichungen zur Berechnung des reibungsbehafteten Rollkontakts auf und entwickelte zwei Rollkontaktprogramme: ROLLEN und CONTACT, die es ermöglichen, Spannungen, Dehnungen sowie die gesamte Deformation im Tangentialkontakt zu berechnen.

Werden zwei Körper aus unterschiedlichen Werkstoffen in reibungsbehafteten Normalkontakt gebracht, entstehen im Kontaktbereich infolge der verschiedenen Querkontraktionszahlen und normaler Einpressung eine Schubspannung und eine von der Reibungskraft abhängige relative Verschiebung in Tangentialrichtung, die einen Schlupf und Verschleiß der Kontaktkörper in der Gleitzone verursacht, auch Fretting genannt [53–57]. Werden zwei Körper dagegen in Tangentialkontakt gebracht, kommt es bei kleineren Tangentialkräften zu einem Formänderungsschlupf, der mit wachsender Tangentialkraft bis zum Maximalwert des Kraftschlussbeiwerts überwiegt [58]. Bei größeren Tangentialkräften fällt der Kraftschlussbeiwert auf die Gleitreibungszahl ab, der Gleitschlupf überwiegt und die übertragbare Tangentialkraft verringert sich [59], was dem Übergang von der Haftreibung zur Gleitreibung ähnelt.

3.2 Gleit- und Haftreibung

Der Rollkontakt zweier reibungsbehafteter Zylinder im Tangentialkontakt kann als ein tribologisches Problem betrachtet werden [54, 55]. Die äußere, Coulomb'sche Reibung als Grundvoraussetzung für Tangentialkraftübertragung im reibungsbehafteten Rollkontakt wurde von COULOMB um das Jahr 1785 experimentell untersucht und in Haft- und Gleitreibung $F_R = F_{Haft} + F_{Gleit}$ aufgeteilt [59].

Nach dem Amonton'schen Gesetz $F_R = \mu F_N$ nimmt der Reibungswiderstand als Reibungskraft F_R mit der Normalkraft F_N zu, oft annähernd linear und unabhängig von der Größe der scheinbaren Kontaktfläche, wobei die Reibungszahl μ ein dimensionsloses Maß für die Reibungskraft im Verhältnis zur Anpresskraft ist [56]. Daraus folgend können Haft- und Reibungskräfte als $F_{Haft} = \mu_0 F_N$ und $F_{Gleit} = \mu F_N$ definiert werden, wobei μ_0 die Haftreibungszahl und μ die Gleitreibungszahl darstellt.

Infolge der gleichen physikalischen Herkunft unterscheiden sich diese Kräfte relativ voneinander und treten wechselnd oder zusammen auf, der Übergang vom Haft- zum Gleitkontakt ist meistens kontinuierlich. Die Reibungskoeffizienten sind von der Beschaffenheit der Oberflächen abhängig und die Haft- ist größer als

die Gleitreibungszahl $\mu_0 > \mu$ [54, 55, 60]. Ein Schwerpunkt der Tribologie² [61] liegt auf der Bestimmung der realen Kontaktfläche, der Haft- und Schubfestigkeit in und um die Kontaktzonen sowie auf der Art und Weise des Materialverhaltens während einer Relativbewegung [57].

Das Konzept der wahren und scheinbaren Kontaktfläche wurde von BOWDEN & TABOR [62] entwickelt und es wurde gezeigt, dass die reale Kontaktfläche A_{Real} unter der Annahme plastischer Deformation für Metallkörper zur wirkenden Normalkraft F_N proportional ist $A_{Real} \approx \frac{F_N}{H}$, wobei H die Shore-Härte der Oberfläche darstellt. Die Gleitanteile des Dehnschlupfes tragen bei der Rollreibung nur gering zum Rollwiderstand bei, da die Rollreibungswerte durch eine Schmierung nicht reduziert werden können [6].

Die reale Kontaktfläche kann sich unter Einwirkung einer Tangentialkraft nach RABINOWICZ [53] bis zum Dreifachen der Berührungsfläche vergrößern, was auch in späteren Untersuchungen von UPPAL et al. [63] gezeigt wurde. Bei unbedeutenden Spannungsänderungen der Kontaktflächen beim Übergang vom Still- zum Bewegungszustand wurde von Rabinowicz die folgende Bezeichnung aufgestellt: $A_{Real} \approx \dot{A}_r = \eta_c A_c$, wobei $\eta_c < 1$. Die Anwendung dieser Bezeichnung wurde in der Arbeit von Kragelski [64] auf Kontaktpartner mit Reibungszahlen $\mu < 0,3$ begrenzt, da der Einfluss der Tangentialkräften auf die Vergrößerung der Kontaktzone in diesem Fall bis 5% beträgt.

Da der reale Kontakt un stetig und diskret ist, wird von KRAGELSKI [64], neben der nominalen Kontaktfläche A_c die reale Kontaktfläche A_{Real} als Summe aller Berührungsflächen eingeführt und unter Einwirkung von Normal- und Tangentialkräften mittels der folgenden Gleichung rechnerisch abgeschätzt:

$$A_{Real} = \sqrt{1 + \alpha \mu^2} \dot{A}_r \quad (3.38)$$

Dabei stellt α einen werkstoffabhängigen und experimentell zu ermittelnden Parameter dar und \dot{A}_r ist unter reiner Normalbelastung entstandene Kontaktfläche. In seinen Untersuchungen wird zwischen einem Amontonschen Bereich, in dem die Reibungszahl mit der Belastungszunahme anwächst, und einem Coulombschen Bereich, in dem die Reibungszahl mit der Belastungszunahme abfällt, unterschieden.

Mit steigender Normalkraft nimmt die reale Kontaktfläche mehr durch die Verformung der Mikrohögel als durch die Bildung neuer Kontaktstellen zu, wie von UPPAL et al. [63] festgestellt wurde. Zur Abschätzung der realen Kontaktfläche, bei der $m < 1$ und $c_0 = 0,5$, wurde folgende Bezeichnung vorgeschlagen:

$$\eta_c = c_0 \left(\frac{|N|}{H A_c} \right)^m \quad (3.39)$$

Durch Untersuchungen an Metallwerkstoffen wurde festgestellt, dass bei der plastischen Verformung zur Bildung der realen Kontaktfläche die Normal- und Schubspannungen zu berücksichtigen sind.

In Arbeiten von GREENWOOD & WILLIAMSON [65] wurde gezeigt, dass die Verteilung der Höhen bei elastischer Deformation und relativ kleiner Last zu einem linearen Zusammenhang zwischen Normalkraft und Kontaktfläche führt. Ein Plastizitätsindex Ψ wurde in folgendem Zusammenhang eingeleitet:

$$\Psi = \frac{E^*}{H} \sqrt{\frac{\sigma^*}{\beta}} \quad (3.40)$$

wobei die Bezeichnungen σ^* Standardabweichung der Rauheitshögelhöhenverteilung und β Rauheitshögelradius darstellen. Nach diesem Ansatz soll für $\Psi < 0,6$ eine elastische und für $\Psi > 1$ eine plastische

²Wissenschaft, die sich mit der von Reibung, Verschleiß und Schmierung gegeneinander bewegter Oberflächen befasst

3.2. Gleit- und Haftreibung

Kontaktdeformation erfolgen. Für plastischen und elastischen Kontakt ergeben sich ähnliche Schlussfolgerungen, die reale Kontaktfläche ist zur Normalkraft proportional $A_r = \frac{F_N}{H}$ und bei zunehmender Normalkraft nimmt die Kontaktfläche A_r vor allem durch eine Zunahme der Anzahl der Kontakte zu.

BUSH & GIBSON [60] erzielten den linearen Zusammenhang zwischen Normalkraft und Kontaktfläche exakt. Die Haft- und Gleitreibungszahlen hängen vom Oberflächenzustand, von den Werkstoffeigenschaften, von der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit ab, was von BRÜSER [66] bestätigt wurde.

In der Arbeit von HEINRICH & DESOYER [41] wurde theoretisch gezeigt und experimentell bestätigt, dass eine gegenüber der Gleitreibungszahl μ_G vergrößerte Haftreibungszahl μ_H keinen bedeutenden Einfluss auf übertragbare Tangentialkräfte aufweist, sodass die maximal übertragbare Umfangskraft ebenso wie im Falle $\mu_H = \mu_G$, den Wert von $T = \mu_H N$ nicht überschreiten kann [38]. Jeder möglichen Aufteilung des gesamten Berührgebietes A in Haft- und Gleitgebiet bei gleichen Reibungszahlen $\mu_H = \mu_G$ entspricht eine Umfangskraft, die mit folgendem Zusammenhang errechnet wird:

$$T_{\mu_H=\mu_G} = \frac{\mu_G G A^2}{2(1-\nu)R} \frac{\mu_H}{\mu_G} \int_{-1}^{\alpha} \sqrt{1-y^{*2}} \delta y^2 + \int_{\alpha}^1 \sqrt{1-y^{*2}} \delta y^2 - \frac{1+\alpha}{2} \int_{-1}^1 t_{(\bar{y})}^* \delta \bar{y} \quad (3.41)$$

Nach Berechnung des ersten und des zweiten Integrals, und wenn $\chi = \frac{\mu_H}{\mu_G} - 1$, $\alpha = 2\frac{\alpha}{A} - 1$ und $R = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)^{-1}$, wird die dimensionslose Umfangskraft $T_{\mu_H=\mu_G}$, die Kontaktzonenbreite A , und die Normalkraft N im Falle $\mu_H = \mu_G$ mit folgenden Gleichungen definiert:

$$T_{\mu_H=\mu_G}^* = \frac{\pi}{2} \left(1 + \frac{\chi}{2}\right) + \frac{\chi}{2} (\alpha \sqrt{1-\alpha^2} + \arcsin \alpha) - \frac{1+\alpha}{2} \int_{-1}^1 t_{(\bar{y})}^* \delta \bar{y} \quad (3.42)$$

$$T^* = \frac{2(1-\nu)}{\mu_G G} \frac{R}{A^2} T \quad (3.43)$$

$$A = \sqrt{\frac{4(1-\nu)RN}{G\pi}} \quad (3.44)$$

$$N = \frac{GA^2\pi}{4R(1-\nu)} \quad (3.45)$$

Bei unterschiedlichen Gleit- und Haftreibungskoeffizienten $\mu_H > \mu_G$ errechnet sich die dimensionslose Umfangskraft $T_{\mu_H>\mu_G}$ wie folgt:

$$T_{\mu_H>\mu_G} = \frac{(3+\alpha)(1-\alpha)}{8} \left[\pi + \chi \left(\frac{\pi}{2} \arcsin \alpha \right) \right] + \chi \frac{\alpha}{2} \sqrt{1-\alpha^2} - \frac{1+\alpha}{2\pi} \chi I_{2(\alpha)} \quad (3.46)$$

$$I_{2(\alpha)} = \int_{-1}^1 \frac{\bar{\eta} \sqrt{1-\eta^{*2}}}{\sqrt{1-\eta^{*2}}} \ln \frac{1-\alpha\eta^* + \sqrt{1-\alpha^2} \sqrt{1-\eta^{*2}}}{\alpha-\eta^*} \delta \bar{\eta} \quad (3.47)$$

Um den Unterschied zwischen Haft- und Gleitreibungskoeffizient herauszuarbeiten, wird die Differenz der Umfangskräfte $\Delta T = T_{\mu_H>\mu_G} - T_{\mu_H=\mu_G}^*$ definiert:

$$\frac{\Delta T}{\chi} = \frac{(3+\alpha)(1-\alpha)}{8} \left(\frac{\pi}{2} \arcsin \alpha \right) + \frac{\alpha}{2} \sqrt{1-\alpha^2} - \frac{1+\alpha}{2\pi} I_{2(\alpha)} \quad (3.48)$$

Der experimentelle Befund, dass ein gleitendes Rad schlechter bremst als ein mit geringem Schlupf laufendes Rad, lässt sich mit diesem Modell jedoch nicht erklären [59].

3.3 Gleit- und Dehnschlupf

Mit dem Rollkontakt zweier unterschiedlicher, reibungsbehafteter Körper hat sich REYNOLDS [40] bereits im Jahre 1876 experimentell beschäftigt und dabei festgestellt, dass bei einer auf einem ebenen Gummiblock abrollenden Stahlwalze ein Haftgebiet entsteht, das von zwei Gleitgebieten umgeben ist. Mit anwachsendem Antriebs- oder Bremsmoment wird das Haftgebiet kleiner und das Gleitgebiet größer, bis letztendlich das ganze Kontaktgebiet gleitet $F_T \gg \mu F_N$. Bei einem absinkenden Drehmoment wird das Haftgebiet immer größer und das Gleitgebiet immer kleiner $F_T \ll \mu F_N$, aber zum schlupffreien Abrollen kommt es bei unterschiedlichen Kontaktkörpern im Rollkontakt sogar im Grenzfall des True-Rolling-Zustandes $F_T = 0$ nicht. Außerdem wurde empirisch festgestellt, dass die Stahlwalze eine Distanz zurücklegt, die merklich kürzer als der Zylinderumfang ist, was der Dehnung der Gummioberfläche im Berührungsbereich und einer Relativbewegung der berührenden Oberflächen zugeschrieben werden kann.

Beim Abrollen einer Gummiwalze auf einer starren Ebene wird dagegen der zurückgelegte Weg länger als der Walzenumfang. Diese Relativbewegung der Kontaktflächen spielt in der Kontaktmechanik eine wesentliche Rolle und wird Schlupf s genannt. Der Schlupf als Verhältnis der Drehgeschwindigkeit ω_1 eines Kontaktpartners zur Drehgeschwindigkeit ω_2 eines zweiten mit den Radien R_1 und R_2 kann bei einem gebremsten Rad positiv und bei einem angetriebenem Rad negativ sein:

$$s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} \quad (3.49)$$

Die Bezeichnung 3.49 ist eine reine geometrische Betrachtung. Da in der Berührungszone zweier realer Kontaktkörper Verformungen sowohl in Radial- als auch in Tangentialrichtung vorkommen, kann sie bei der Untersuchung der Fördereigenschaften von realen Rotationskörpern nicht verwendet werden [57].

Die erste Beschreibung des reibungsbehafteten Rollkontakts zweier elastischer Körper mit gleichen Materialeigenschaften stammt von CARTER [58], der die Antriebsproblematik von Bahnrädern untersuchte und im Jahre 1926 in seiner grundlegenden Arbeit feststellte, dass bei solchen Kontaktpartnern auch unter kleinen Antriebs- und Bremsmomenten ein zu diesem Drehmoment proportionaler Schlupf besteht, der auf unterschiedliche elastische Deformationen der Oberschichten der unterschiedlichen Kontaktkörper zurückzuführen ist [34, 37, 40–45], wie mit der folgenden Gleichung beschrieben wird:

$$s \approx -\frac{\mu a}{R} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{F_T}{\mu F_N}} \right) \quad (3.50)$$

Im Grenzfall kleiner Tangentialkräfte $F_T \ll \mu F_N$ hängt der Schlupf nicht von der Reibungszahl μ ab, weil kein Gleiten stattfindet, wie mit der folgenden Gleichung gezeigt:

$$s \approx -\frac{a F_T}{2 R F_N} \quad (3.51)$$

Im anderen Grenzfall $F_T \gg \mu F_N$, wenn das Gleiten im ganzen Kontaktbereich einsetzt, hängt der Schlupf direkt von der Reibungszahl μ ab und wird wie folgt errechnet:

$$s = -\mu \frac{a}{R} \quad (3.52)$$

Die Schubspannungen sind in der Kontaktzone proportional zum dort herrschenden Kontaktdruck. Unter Berücksichtigung der Hertz'schen Theorie und der Gleichungen $F_N = \pi a p_0 \frac{L}{2}$ und $F_N = \pi E^* a^2 \frac{L}{4R}$, wird der Schlupf wie in der Gleichung 3.50 definiert, die Kraftschluß charakteristik genannt wird.

3.3. Gleit- und Dehnschlupf

Durch experimentelle Untersuchungen der Abhängigkeit des Schlupfs von der Normalkraft bei Zylinderpaaren wurde der Schlupf von FROMM [47] in Gleitschlupf s_G , der infolge der Tangentialkräfte in der Gleitzone auftritt, und Dehnschlupf s_ε , der infolge unterschiedlicher Elastizitätskonstanten der Kontaktkörper in der Haftzone entsteht, zerlegt. Die Berührungszone wurde in ein Haftgebiet ($s_G = 0$, $s_\varepsilon \neq 0$), in dem die Energie von einem auf den anderen Kontaktkörper übertragen wird, und ein Gleitgebiet ($s_G \neq 0$, $s_\varepsilon = 0$), in dem Reibungsverluste auftreten und das Vorzeichen des Schlupfs durch die Tangentialspannung bestimmt wird, eingeteilt. Die Grenze zwischen diesen Gebieten liegt für einen bestimmten Belastungswert β umso näher an der Anlaufseite, umso größer der Nutzungswert $\nu = \frac{F_T}{F_N} \mu_0$ ist.

$$\beta = \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right) \frac{a}{\mu_0} \quad (3.53)$$

Im Sonderfall identischer Radien $R_1 = R_2$ der Kontaktkörper bei tangentialkraftfreiem Abrollen $F_T = 0$ ist der Belastungswert Null $\beta = 0$ und bei Werkstoffen mit gleichen Elastizitätskonstanten treten keine Schubspannungen $q_{(x)} = 0$ und kein Schlupf $s_L = 0$ auf. Sind die Radien der Körper unterschiedlich $R_1 \neq R_2$, weicht der Belastungswert von Null ab $\beta \neq 0$ und es kommt zu Schubspannungen $q_{(x)} \neq 0$ und ein Dehnschlupf $s_L \neq 0$ tritt im Kontaktbereich auf. Ein Wertpaar β , ν ist für einen bestimmten durch die Normal- und Tangentialkraft gegebenen Belastungszustand charakteristisch. Der gesamte Kontaktbereich gleitet, sobald der Nutzungswert $\nu = 1$ erreicht. Im anderen Grenzfall haftet der gesamte Kontaktbereich, sobald der Nutzungswert $\nu = 0$ ist. Nach dieser Theorie hängt die Normalspannung von den Tangentialspannungen für den Fall identischer Elastizitätskonstanten nicht ab und beim reibungsbehafteten Rollkontakt ist die Normalspannung von der Reibung im Wesentlichen nicht beeinflusst.

Bei zwei aufeinander abrollenden Körpern aus unterschiedlichen Werkstoffen tritt ein globaler, durch unterschiedliche tangentielle Randstauchungen und Randdehnungen $\varepsilon_{T_1} \neq \varepsilon_{T_2}$ der Körper entstandener Formänderungs- oder Leerlaufschlupf auf [40], der bei einer Tangentialkraftübertragung $F_T \neq 0$ nach BUFLER [67] wie folgt errechnet wird:

$$s_L = \frac{2a_B \beta}{R} \quad (3.54)$$

In seiner Arbeit gibt JOHNSON [34] auch eine Näherungslösung für den Leerlaufschlupf beim tangentialkraftfreien $F_T = 0$ Abrollen an:

$$s_L = \frac{2a_H \beta}{\pi R} \quad (3.55)$$

Bei Walzen aus Werkstoffen mit gleichen Elastizitätskonstanten ist die Dundurs-Konstante β und somit der Dehnschlupf s_L Null. Die exakte Lösung nach Bufler (Gl. 3.54) und die Näherungslösung nach Johnson (Gl. 3.55) ergeben einen beinahe gleichen Verlauf der Leerlaufschlupfkurven über der Normalbelastung.

FÖPPL [37] stellte eine Theorie auf, nach der sich der Dehnschlupf s_ε beim Abrollen eines angetriebenen Rades auf einer geraden Schiene aus der Relativspannung $2\sigma_0$ und Relativdehnung $\varepsilon = \frac{2\sigma_0}{E}$ errechnet:

$$s_\varepsilon = 4 \frac{\sigma_0}{E} 2r\pi \left(1 - \frac{1}{\nu^2} \right) \quad (3.56)$$

Dabei ist $4 \frac{\sigma_0}{E}$ der gesamte Dehnungssprung von $+\sigma_0$ an der Ein- bis zu $-\sigma_0$ an der Auslaufseite, der mit dem Radumfang multipliziert wird. Da es sich um einen Formänderungszustand handelt, muss der Faktor $1 - \frac{1}{\nu^2}$ hinzugefügt werden.

Die Föppl'sche Theorie wurde von HEINRICH [38] kritisch untersucht, und da die Hertz'sche Bedingung nicht berücksichtigt wurde, ergab sie doppelte Werte, sodass eine neue Gleichung für den Schlupf im

Rollkontakt zweier Zylinder in seiner Forschungsarbeit aufgestellt wurde:

$$s_L = 4 \frac{\sigma_0}{E} r \pi \left(1 - \frac{1}{\nu^2}\right) = \frac{2\pi\mu_0 A R_1}{R} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\mu}{\mu_0}}\right) \quad (3.57)$$

Die Bezeichnung 3.57 und die Föppl'sche Gleichung 3.56 gelten nur für kleinere Reibungszahlwerte $\mu \leq 0,35$ und für den Bereich in dem $\mu \leq 0,7\mu_0$. Da $\mu \leq \mu_0$ gilt, erreicht der Schlupf seinen Maximalwert $s_{max} = 4\pi\mu_0 A$ im Punkt $\mu \leq \mu_0$.

Der Leerlaufschlupf wurde von DESOYER [45] theoretisch untersucht und für den Haftfall wurde mit folgenden Gleichung rechnerisch gezeigt, dass der Schlupf für gleiche Elastizitätskonstanten $\vartheta = \frac{1}{2}$ und ohne Tangentialkraftübertragung $T = 0$ nicht auftritt [34, 37–39]:

$$s_L = 4r_1 AB \left(\frac{1}{E_1} \frac{1}{E_2}\right) (1 - 2\vartheta) = \frac{2r_1(1 - 2\vartheta)}{\sqrt{\vartheta(1 - \vartheta)}} \sqrt{\frac{N\pi}{R} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)} \quad (3.58)$$

In Untersuchungen des Rollproblems von zwei aufeinander abrollenden Scheiben mit Tangentialkraftübertragung zeigten PORITSKY [68, 69] & CARTER [58], dass bei einer Berührungsfläche $2a$ (Gl. 3.59) in einer Haftzone $2b$ (Gl. 3.60), in der $F_T \leq \mu F_N$ ist, kein Schlupf auftritt und dass die gesamte Kontaktlänge, abhängig von den Elastizitätskonstanten der Kontaktkörper, um die bestimmten Koeffizienten (Gl. 3.61), (Gl. 3.62) und (Gl. 3.63) verkürzt wird. Aus der Gleichung (Gl. 3.60) und unter Voraussetzung, dass der Dehnschlupf und die Tangentialkräfte ausgeschlossen sind, folgt, dass in der gesamten Kontaktfläche $2a$ Haften stattfindet und dass bei maximaler Ausnutzung $F_{T_{max}} = \mu F_N$ kein Haftgebiet besteht $2b = 0$.

$$a = \sqrt{2F \frac{K_1}{K} R} \quad (3.59)$$

$$b = a \sqrt{1 - \frac{F_T}{\mu F_N}} \quad (3.60)$$

$$K_1 = \frac{2}{\pi} \left(\frac{1 - \nu_1}{G_1} + \frac{1 - \nu_2}{G_2} \right) \quad (3.61)$$

$$K_2 = \frac{1 - 2\nu_1}{G_1} + \frac{1 - 2\nu_2}{G_2} \quad (3.62)$$

$$K = 1 + \frac{K_2^2}{K_1^2} \quad (3.63)$$

Wenn Tangentialkräfte übertragen werden oder wenn ein Dehnschlupf vorkommt, ist nach Untersuchungen von BENTALL & JOHNSON [43, 44] die Spannung unsymmetrisch über den Berührungsbereich verteilt und die Kontaktzone ist versetzt. Für den Materialunterschied wurde folgende Konstante vorgeschlagen:

$$k = \frac{\frac{(1+\nu_2)(1-2\nu_2)}{E_2} - \frac{(1+\nu_1)(1-2\nu_1)}{E_1}}{\frac{1-\nu_2^2}{E_2} + \frac{1-\nu_1^2}{E_1}} \quad (3.64)$$

Für zwei aufeinander abrollende Walzen mit identischen Elastizitätskonstanten oder für eine inkompressible Walze $\nu_1 = 0,5$, die auf einer festen Walze mit $E_1 \ll E_2$ abrollt, ist die Konstante gleich Null $k = 0$, die gesamte Tangentialspannung verschwindet $q_x = 0$ ebenso wie der Dehnschlupf $s_L = 0$ und die Normalbelastung wird zur Hertz'schen Pressung $p_x = p_{H(x)}$, was in [39, 42] gezeigt wurde. Aus zwei rechnerisch untersuchten Grenzfällen tangentialkraftfreien Abrollens bei $\mu = 0$ oder $\mu = \infty$ schlossen sie, dass für alle praktischen Reibzahlen drei Dehnschlupfregionen getrennt durch zwei Haftzonen zu erwarten sind sowie dass ihre Größe und Position mittels Koeffizienten k und μ definiert sind. Ein Unterschied der Elastizitätskonstanten führt zu einem Unterschied der Tangentialgeschwindigkeiten der Kontaktoberflächen.

3.3. Gleit- und Dehnschlupf

Positive Konstante $k > 0$ ergibt eine positive Kriechzahl ξ und eine größere Oberflächengeschwindigkeit der Gummiwalze als die feste Walze, was der Theorie von Reynolds [40] widerspricht, weil die Untersuchungen mit beschichteten Körpern zu anderen Ergebnissen führen als mit vollen Körpern vorgenommene Messungen, was auch in den Arbeiten [1, 5, 12–14, 28, 70–74] beobachtet wurde.

Der Schlupf kann für jeden Punkt des Berührungsgebietes in einen Gleitschlupf und einen Dehnschlupf zerlegt werden [47]. Der tritt bereits beim reinen Rollen auf und bei homogenen Rädern aus identischem Werkstoff wird er positiv. Treibt ein homogenes Rad mit der Tangentialgeschwindigkeit v_{T_H} ein starres Gegenrad mit der v_{T_S} , kommt es zu einem positiven Schlupf $S_L > 0$ und das getriebene Gegenrad hat eine kleinere Tangentialgeschwindigkeit als das treibende Rad $v_{T_H} > v_{T_S}$. Treibt ein gummibezogenes Rad v_{T_G} ein starres Gegenrad v_{T_S} , wird der Schlupf $S_L < 0$ negativ und das getriebene, starre Gegenrad hat eine größere Tangentialgeschwindigkeit als das treibende Rad $v_{T_G} < v_{T_S}$, was erstmals von Reynolds [40] ermittelt und später in den Arbeiten [5, 13, 17, 73, 75] bestätigt wurde. Mit kleiner werdender Stärke des Gummibelages und größer werdender Axiallänge des Rades wird der Effekt immer stärker und als die Ursachen können nach BAUERFEIND [12] die größere Zugdehnung der Randfasern des Gummibelages in Tangentialrichtung $\varepsilon_{T_G} > \varepsilon_{N_G}$ und größere Stauchung der homogenen Walze in Normalrichtung $\varepsilon_{T_H} < \varepsilon_{N_H}$ angesehen werden. Die Rollgeschwindigkeit hat einen relativ geringen Einfluss auf den Dehnschlupf, der infolge der durch die größere Deformationsfrequenz entstandenen Temperaturerhöhung bei realen Werkstoffen und dadurch verursachte Abnahme der Reibungszahl größer wird.

Darauf aufbauend zeigte STROTHMANN [1] in den Untersuchungen der Wälzradantriebe aus einem viskoelastisch beschichteten Walzrad und einem starren Gegenrad, dass viskoelastische Materialeigenschaften des Walzenbezuges, die am häufigsten zur Anwendung kommen, nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Dehnungsschlupf aufweisen, aber die Kraftverteilung in der Kontaktzone sehr stark beeinflussen. In der Arbeit werden die Vorgänge, die sich aufgrund der Reibungs- und Materialeigenschaften des Walzenbelags in der Kontaktzone abspielen und den Schlupf ergeben, untersucht. Bei viskoelastischen Bezügen kommt es in der Kontaktzone zu Gleitbewegungen, die bei technisch interessanten Kräften eine Gleitgeschwindigkeit in der Größenordnung von 20% der Rollgeschwindigkeit erzeugen können.

Aufbauend auf die Arbeit von BENTALL & JOHNSON [44] und als Fortsetzung ihrer vorherigen Arbeit [76] wurde der reibungsfreie Rollkontakt zweier Zylinder, von denen einer mit einem elastischen Aufzug beschichtet ist, von NOWELL & HIL LS [17] mithilfe einer stückweise linearen Methode untersucht. Es wurden die Einflüsse der Dicke des Zylinderaufzuges, der Querdehnungszahl, der Reibungskraft und der Reibungszahl auf die Tangentialkraft- und Querdehnungsverteilung im Druckspalt untersucht. Für kompressible Materialien $\nu = 0,3$ wurden, infolge des großen Materialunterschiedes der Zylinder, höhere Werte des Dehnschlupfes bei dickeren Bezügen gemessen $\varepsilon_T < \varepsilon_N$. Für inkompressible Materialien $\nu = 0,5$ wurden dagegen, infolge der großen Querdehnungen im Druckspalt, höhere Werte des Dehnschlupfes bei dünneren Bezügen verzeichnet $\varepsilon_T > \varepsilon_N$ [5, 13, 73, 75]. Es sind Konfigurationen möglich, bei denen der Dehnschlupf und die gesamte Tangentialkraft unterschiedliche Vorzeichen aufweisen, sodass der getriebene Zylinder eine höhere Tangentialgeschwindigkeit als der treibende Zylinder oder umgekehrt hat und damit bremst oder den anderen Zylinder antreibt [12]. Aus der Arbeit geht hervor, dass die Kopplung der Normal- und Tangentialspannungen und der Querdehnungsschlupf infolge der unterschiedlichen Elastizitätskonstanten $\nu_1 \neq \nu_2$ und $E_1 \neq E_2$ und der endlichen Aufzugsdicke entsteht.

Mit Untersuchungen der Seilbeanspruchung in Traktionssystemen bestätigten BERNER & WEHKING

[77] die Theorie von MOLKOW [78], die besagt, dass der Dehnungsschlupf immer auftritt, wenn die Seilkräfte an der Auf- und Ablaufseite der Treibscheibe ungleich sind. In diesem Fall hat das Seil vor und hinter der Treibscheibe verschiedene Spannungen und Dehnungen, die einen Dehnsschlupf verursachen.

Allgemein werden drei Arten des Formänderungsschlupfes bei dem Rollkontakt unter Berücksichtigung der äußeren Reibung unterschieden [57]:

1. Reynolds-Schlupf [40], der bei unterschiedlichen Rotationskörpern im Rollkontakt entsteht. Bei einer Rollbewegung werden die Flächenelemente der Kontaktpartner in Tangentialrichtung unterschiedlich gestreckt, sodass sich ein Dehnungsschlupf ergibt.
2. Heathcote-Schlupf, der bei den Rotationskörpern mit verschiedenen Krümmungsradien entsteht. Infolge des unterschiedlichen Abstandes der einzelnen Flächenelemente von der Rollachse wird während der Bewegung ein Dehnungsschlupf erzwungen [47].
3. Carter [58] -Poritsky [68,69] -Föppl [37] -Schlupf, der bei den Rotationskörpern bei Tangentialkraftübertragung entsteht. Beim dynamischen Rollkontakt liegt die Haftzone im Vorderbereich der Kontaktfläche und die Schlupfzonen sind asymmetrisch verteilt.

3.4 Elastizitätskonstanten und Viskoelastizität

Nach STAVERMAN [79] hängen vier Elastizitätskonstanten, Elastizitätsmodul E , Schubmodul G , Kompressionsmodul K und Querdehnungszahl ν , bei isotropen, linear-elastischen Materialien wechselseitig zusammen und jede von ihnen lässt sich durch zwei beliebige der drei übrigen Konstanten beschreiben. Der Elastizitätsmodul $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$ ergibt sich als Proportionalitätskonstante für den Zusammenhang zwischen einer Spannung σ und einer Dehnung ε . Folgender Zusammenhang zwischen dem E-Modul und den anderen Elastizitätskonstanten gilt:

$$E = 2G(1 + \nu) = 3K(1 - 2\nu) = \frac{9KG}{3K + G} \quad (3.65)$$

Bei dynamischen Untersuchungen kann der Elastizitätsmodul aus dem Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit v , Elastizitätsmodul E und Dichte ρ wie folgt ermittelt werden:

$$v = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \Rightarrow E = \rho v^2 \quad (3.66)$$

Der Schubmodul $G = \frac{q}{\tan \gamma}$ gibt Auskunft über die Verformung eines Elementes als Tangens des Schubwinkels $\tan \gamma$ infolge einer Schubspannung q . Abhängig von den anderen Elastizitätskonstanten kann der Schubmodul wie folgt ausgedrückt werden:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} = \frac{3KE}{9K - E} = \frac{3(1 - 2\nu)}{2(1 + \nu)} K \quad (3.67)$$

Für nicht-auxetische³ Werkstoffe $0 \leq \nu < 0,5$ ergibt sich der Schubmodul der meisten Materialien als: $\frac{E}{3} < G \leq \frac{E}{2}$. Im Sonderfall der auxetischen Materialien $-1 < \nu < 0$ [80–82] ergibt sich für den Schubmodul: $\frac{E}{2} < G_{Aux} < \infty$.

Der Kompressionsmodul $K = -\frac{\Delta p \nu}{\Delta V}$ beschreibt, welche allseitige Druckänderung Δp nötig ist, um eine bestimmte Volumenänderung $\frac{\Delta V}{V}$ hervorzurufen und kann aus den anderen Elastizitätskonstanten wie

³Auxetische Werkstoffe (Poissonzahl $\nu < 0$) dehnen sich bei einer Streckung quer zur Streckrichtung aus

folgt definiert werden [83]:

$$K = \frac{E}{3 - 6\nu} = \frac{GE}{6G - 3E} = \frac{2G(1 + \nu)}{3(1 - 2\nu)} \quad (3.68)$$

Als Kompressionsmodul für die eindimensionale Normalpressung kann nach SCHENKEL [84] der Longitudinalwellenmodul L eingeführt und mit folgendem Zusammenhang definiert werden:

$$L = 3K \frac{1 - \nu}{1 + \nu} = E \frac{1 - \nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} = G \frac{2 - 2\nu}{1 - 2\nu} \quad (3.69)$$

Die Querdehnungszahl ν ist ein negatives Verhältnis der relativen Dickenänderung $\varepsilon_d = \frac{\Delta d}{d}$ zur relativen Längenänderung $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l}$ bei äußerer Krafteinwirkung.

$$\nu = -\frac{\varepsilon_d}{\varepsilon_l} = \frac{\frac{\Delta d}{d}}{\frac{\Delta l}{l}} \quad (3.70)$$

Die relative Volumenänderung $\frac{\Delta V}{V}$, mit der ein Körper auf einachsige Deformation reagiert, kann mit der Querdehnungszahl wie folgt berechnet werden: $\frac{\Delta V}{V} = (1 - \nu) \frac{\Delta l}{l}$. Unter Annahme konstanten Volumens, wenn keine Volumenänderung $\Delta V = 0$ trotz einer Längenänderung $\Delta l \neq 0$ stattfindet, muss $1 - 2\nu = 0$ sein und somit $\nu = 0,5$. Typische Werte der Poissonzahl für alle realen Werkstoffe liegen zwischen $0 \leq \nu \leq 0,5$, wobei die realen Werte der Kunststoffe zwischen $0,3 \leq \nu \leq 0,5$ liegen. Für ideal-kompressible Werkstoffe ist die Querdehnungszahl $\nu = 0$ und für ideal-inkompressible Materialien ist sie $\nu = 0,5$.

Die Querdehnungszahl kann mithilfe des von Schenkel eingeführten Longitudinalwellenmodules L und anderer Elastizitätskonstanten bestimmt werden.

$$\nu = \frac{E}{2G} - 1 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{E}{3K} \right) = \frac{3K - E}{6K} = \frac{1 - \frac{2G}{3K}}{2 \left(1 + \frac{G}{3K} \right)} = \frac{3K - 2G}{6K - 2G} \quad (3.71)$$

$$\nu = \frac{1}{4} \left[\sqrt{\left(3 - \frac{E}{L} \right)^2 - 4 \frac{E}{L}} - 1 + \frac{E}{L} \right] = \frac{L - 1}{L + 1} = \frac{1}{2} \frac{1 - \frac{2G}{L}}{1 - \frac{G}{L}} \quad (3.72)$$

Wenn das Schub-, Longitudinalwellen- und Kompressionsmodul gemäß der Gleichungen $G = c_T^2 \rho$, $L = c_L^2 \rho$ und $K = c_K^2 \rho$ errechnet werden, kann nach SCHENKEL [85] die Abhängigkeit der Poissonzahl von der Temperatur aus der Abhängigkeit des Kompressions- und Schubmoduls $g = \frac{K}{G}$ von der Temperatur mittels longitudinaler und transversaler Schallgeschwindigkeiten bestimmt werden:

$$\nu = \frac{1}{2} \frac{3g - 2}{3g + 1} = \frac{1}{2} \frac{\left(\frac{c_L}{c_T} \right)^2 - 2}{\left(\frac{c_L}{c_T} \right)^2 - 1} \quad (3.73)$$

Mit konstanten Werten von $\frac{K}{\rho}$ und $\frac{E}{\rho}$ können die longitudinalen c_L und transversalen c_T Schallgeschwindigkeiten wie folgt definiert werden:

$$c_L = \sqrt{\frac{K}{\rho} + \frac{4c_T^2}{3}} \quad (3.74)$$

$$c_L = c_T \sqrt{\frac{4c_T^2 - \frac{E}{\rho}}{3c_T^2 - \frac{E}{\rho}}} \quad (3.75)$$

Während Longitudinalwellen- und Kompressionsmodul mit Temperatursteigerung wenig absinken, fallen Elastizitäts- und Schubmodul bei Annäherung an die Fließtemperatur um mehrere Größenordnungen.

Nach den Untersuchungen der Querdehnungszahl von POHL [86], sind der Elastizitätsmodul E und die Querdehnungszahl ν eng verbunden und stimmen relativ gut mit der aufgestellten Beziehung überein:

$$\nu = \frac{1}{2} - \frac{E}{6K} \quad (3.76)$$

Eine weitere Messmethode wurde von LUTSCH [87] angeboten, bei der in einem Messvorgang die Elastizitätskonstanten der Probe der Länge l und des Durchmessers D mithilfe der longitudinalen $v_L = 2\frac{l}{t_1}$ und transversalen $v_T = \frac{v_L}{\sqrt{1+\alpha^2}}$ Schallgeschwindigkeiten mit folgenden Bezeichnungen definiert werden:

$$\nu = \frac{1 - \frac{1}{\alpha^2}}{2} \quad (3.77)$$

$$G = \rho v_T^2 \quad (3.78)$$

$$E = 2G(1 + \nu) \quad (3.79)$$

Dabei ist die Abkürzung $\alpha = \frac{t_2 v_L}{D}$, es gilt $\frac{v_T}{v_L} = \sqrt{\frac{1-2\nu}{2-2\nu}}$ und t_1 ist die Zeitintervall, die eine L-Welle für Hin- und Rückfahrt durch die Probe benötigt und t_2 ist die Zeitdifferenz zwischen dem Rückwandecho und dem nächsten Reflex. Obwohl die Untersuchungen mit Metallproben durchgeführt wurden, ist die Anwendung des Verfahrens nicht auf Metalle beschränkt, sondern Kunststoffe, deren Absorption in diesem Frequenzbereich nicht zu hoch ist, können auch gemessen werden.

In der Arbeit von FÖPPL [88] wurden zwei natürliche Elastizitätskonstanten $E_0 = \frac{\sigma_0}{3\varepsilon_0} = \sigma_0 \frac{V}{\Delta V}$ und $G = \frac{q}{\gamma}$ eingeführt, die der allseitigen Zug- oder Druckspannung $3\sigma_0 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$ und Deformation $3\varepsilon_0 = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$ entsprechen und mit den anderen Elastizitätskonstanten im Zusammenhang stehen:

$$2G(m+1) = mE = 3(m-2)E_0 \quad (3.80)$$

$$E = \frac{9E_0 G}{3E_0 + G} \quad (3.81)$$

$$m = \frac{1}{\nu} = 2 \frac{3E_0 + G}{3E_0 - 2G} \quad (3.82)$$

$$Em = \frac{18E_0 G}{3E_0 - 2G} \quad (3.83)$$

Der volumetrische Elastizitätsmodul E_0 und Gleitmodul G haben vor den Elastizitätskonstanten E und ν den Vorzug, dass sie getrennt bestimmt werden können und dabei keinen Einfluss aufeinander ausüben.

Nach Untersuchungen zur Bestimmung der Poissonzahl durch die Messung des Kompressionsmoduls $K = -\frac{pV}{\Delta V}$ stellte STROZZI in seiner Arbeit [89] neue Gleichung auf:

$$\nu = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{E \frac{\Delta V}{V}}{3p} \right) = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{E}{3K} \right) \quad (3.84)$$

In Zugversuchen ermittelte FRANK [90] die Poissonzahl $\nu = -\frac{\varepsilon_q}{\varepsilon_l}$ aus der gemessenen Längs- ε_l und Querdehnung ε_q und stellte dabei fest, dass die Poissonzahl mit der wachsenden Längsdehnung, der Temperatur und der Belastungsdauer zunimmt, aber mit höherer Dehngeschwindigkeit abnimmt, was von MENGES et al. [91] bestätigt wurde. Da die zwei gemessenen Dehnungen etwa die gleiche Größenordnung aufweisen, führen kleine Messfehler zu relativ großen Fehlern. FRANK [90] untersuchte kritisch die wichtigsten Messverfahren und kam zu dem Schluss, dass die simultane, schnelle, biaxiale Messung im Zugversuch die beste Messmethode zur Messung der Querdehnungszahl ist sowie dass dafür noch kein zuverlässiges und standardisiertes Verfahren existiert, sodass kaum verlässliche Werte bekannt sind.

Ein Model, mit dem sich die Poissonzahl in Abhängigkeit von der Temperatur T der Belastungszeit t oder der Spannung σ errechnen lässt, wenn der von diesen Parametern abhängige E-Modul $E_{(t,T,\sigma)}$ bekannt

ist, gibt EHRENSTEIN [92] an und stellt fest, dass mit zunehmender Belastungshöhe, Deformationszeit, Temperatur und Weichheit die Querdehnungszahl zunimmt und sich dem Wert von $\nu = 0,5$ nähert.

$$\nu_{(t,T,\sigma)} = \nu_0 + (0,5 - \nu_0) \left(1 - \frac{E_{(t,T,\sigma)}}{E_0} \right) \quad (3.85)$$

Ein Messverfahren wurde von HAMMELE [5] entwickelt, mit dem sich sowohl der E-Modul als auch die Poissonzahl bestimmen lassen. In diesen Rollversuchen wurde bestätigt, dass bei realen, insbesondere viskoelastischen Werkstoffen, mit wachsender Rollgeschwindigkeit die Kontaktzone abnimmt, während die maximale Druckspannung zunimmt. Mit zunehmender Normalkraft nimmt der Dehnungsschlupf allgemein zu und mit der kleiner werdenden Querdehnungszahl und der Dicke des Bezuges wird dieser Effekt immer stärker, außer bei relativ dicken Bezügen aus inkompressiblen Werkstoffen unter kleineren Normalbelastungen und bei kompressiblen Bezügen, bei denen der Dehnungsschlupf am Anfang positiv ist, was in den Arbeiten [12–14, 17, 43, 44, 70–76] gezeigt wurde. Mit steigender Poissonzahl wird der Dehnungsschlupf für alle Werkstoffe immer kleiner und beim Wert von $\nu = 0,5$ ist er Null.

Zur Bestimmung der mechanischen Eigenschaften von realen, viskoelastischen Werkstoffen unter Beanspruchung haben sich mechanische Werkstoffmodelle bewährt, die ideal-elastische und ideal-viskose Anteile zum viskoelastischen Verhalten zusammen verknüpfen und die in den Arbeiten [5, 8, 93, 94] beschrieben oder entwickelt wurden. Die realen Materialien weisen meistens viskoelastische Eigenschaften auf, und da die viskoelastischen Eigenschaften maßgebende Einflüsse auf alle Größen im Rollkontakt haben, wird die Materialtheorie der linearen Viskoelastizität eingeführt.

Werkstoffe, bei denen sich die Deformationen nach Aufbringen der Belastung in Abhängigkeit von der Zeit entwickeln und die nach erfolgter Entlastung ihr Volumen und ihre Form teilweise oder vollständig in einer bestimmten Zeit wiederherstellen, heißen viskoelastische Materialien [95] oder Kelvin-Körper. Ihr Verhalten hängt unter anderem von den Spannungen, der Temperatur, der Belastungsgeschwindigkeit und der Belastungsdauer ab [7]. In der Realität zeigen praktisch alle Materialien ein viskoelastisches Verhalten, das heißt, sie besitzen sowohl einen elastischen als auch einen viskosen Anteil [95].

Wie in der Arbeit von GÖHLER [83] definiert, reagiert ein ideal-elastischer Körper auf eine einwirkende Spannung σ_H mit einer sofortigen, zeitunabhängigen und reversiblen Deformation ε_{el} . Das Ausmaß der Deformation ist begrenzt und proportional zur Spannung. Es gilt das Hooke'sche Gesetz $\sigma_H = E\varepsilon_{el}$. Ein ideal-viskoser Körper reagiert auf eine einwirkende Spannung σ_N mit einer zeitlich verzögerten, zeitabhängigen und irreversiblen Deformation $\dot{\varepsilon}_{(t)}$, die auftritt, solange die Spannung einwirkt. Die Deformationsgeschwindigkeit ist proportional zur einwirkenden Spannung und es gilt das Newtonsche Gesetz $\sigma_N = \eta\dot{\varepsilon}_{(t)}$. Die Konstante η bezeichnet die dynamische Viskosität oder die Zähigkeit des Materials.

Das viskoelastische Verhalten von polymeren Werkstoffen wird mit viskoelastischen Modellen beschrieben, wobei das elastische Verhalten durch eine Feder, das Hooke-Element, und viskoses Verhalten durch einen Dämpfungszylinder, das Newton-Element, simuliert wird. Das viskoelastische Verhalten kann durch die Kombination zweier oder mehrerer dieser Elemente modelliert werden [96].

Das Maxwell-Modell besteht aus einem elastischen und einem viskosen Element in Reihenschaltung, sodass sich in diesem Model die Teildehnungen der Feder und des Dämpfers zur resultierenden Dehnung $\varepsilon = \varepsilon_{el} + \dot{\varepsilon}_{(t)}$ addieren. Die Spannungen der Feder und des Dämpfers sind gleich und entsprechen der Gesamtspannung $\sigma = \sigma_H = \sigma_N$ des Modells. Die Differentialgleichung (Gl. 3.86) dieses Modells sowie die

zwei Zustandsgleichungen (Gl. 3.87) und (Gl. 3.88) und die Relaxationsfunktion (Gl. 3.89) sind definiert:

$$\varepsilon(t) + \frac{\eta}{E} \dot{\varepsilon}(t) = \frac{\sigma(t)}{E} \quad (3.86)$$

$$\sigma(t) = E\varepsilon(t) + \eta \frac{\delta\varepsilon(t)}{\delta t} \quad (3.87)$$

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \quad (3.88)$$

$$G(t) = \frac{\sigma(t)}{E_0} = E e^{-\frac{t}{\tau}} \quad (3.89)$$

$\dot{\sigma}$ bezeichnet die Spannungsgeschwindigkeit und $\tau = \frac{\eta}{E}$ die Kriechzeit. Das Maxwell-Modell ist beschränkt anwendbar und die Wiedergabe der elastischen Antwort ist möglich, aber die zeitabhängige Erholung und die abnehmende Dehnungsgeschwindigkeit können nur für kurze Zeitintervalle simuliert werden.

Das Kelvin-Modell besteht aus einem elastischen und einem viskosen Element in Parallelschaltung. In diesem Modell addieren sich die Teilspannungen der Feder und des Dämpfers zu resultierender Spannung $\sigma = \sigma_H + \sigma_N$. Die Dehnungen der Feder und des Dämpfers sind gleich und entsprechen der Gesamtdehnung $\varepsilon = \varepsilon_{el} + \varepsilon(t)$ des Modells. Die Differentialgleichung (Gl. 3.90) dieses Modells sowie die zwei Zustandsgleichungen (Gl. 3.91) und (Gl. 3.92) und die Kriechfunktion (Gl. 3.93) sind wie folgt definiert:

$$\varepsilon(t) + \frac{\eta}{E} \dot{\varepsilon}(t) = \frac{\sigma(t)}{E} \quad (3.90)$$

$$\sigma(t) = E\varepsilon(t) + \eta \frac{\delta\varepsilon(t)}{\delta t} \quad (3.91)$$

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}\right) \quad (3.92)$$

$$J(t) = \frac{\varepsilon(t)}{\sigma_0} = \frac{1}{E} (1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \quad (3.93)$$

Wie ersichtlich, spiegelt das Kelvin-Modell die elastische Antwort bei Be- und Entlastung sowie die verbleibende Dehnung nach Entlastung nicht wider.

Um viskoelastische Werkstoffe besser zu simulieren, wurden komplexere, durch eine Parallelschaltung von Maxwell-Modellen oder Reihenschaltung von Kelvin-Modellen entstandene Modelle vorgeschlagen.

Bei dem von ZENER entwickelten Modell wurde ein weiteres Hooke'sches Element mit einer Maxwell-Einheit parallelgeschaltet. Entsprechend den Ausdrücken für das Hook'sche Element und das Maxwell-Element lassen sich für das Verhältnis von Spannung und Dehnung folgende Zusammenhänge formulieren:

$$\sigma = E_2\varepsilon + \eta\varepsilon(t) - \frac{\eta}{E_1}\sigma_2(t) \quad (3.94)$$

$$\sigma + \frac{\eta}{E_1}\sigma(t) = E_2\varepsilon + \eta\varepsilon(t) + \frac{\eta}{E_1}\sigma_1(t) \quad (3.95)$$

$$\sigma + \tau\sigma(t) = E_2\varepsilon + \tau\varepsilon(t)(E_1 + E_2) \quad (3.96)$$

Das Burgers-Modell ist eine Serienschaltung eines Maxwell- und eines Kelvin-Modells, das qualitativ alle bei viskoelastischen Materialien erkennbaren Phänomene wiedergibt. Die Differentialgleichung und die Zustandsgleichung dieses Modells sind dann komplexer. Da es keine viskoelastischen Werkstoffe gibt, deren Kriechverhalten mithilfe dieses Modells genau beschrieben werden können, findet es keine Anwendung bei der Beschreibung des Kriech- oder Relaxationsverhaltens realer Werkstoffe.

Wie in der Arbeit von PFEIFFER [7] gezeigt, wird ein linear-viskoelastisches Material einer sich zeitlich sinusförmig ändernden Kraft-Spannungsamplitude σ_a mit der Verformungsamplitude ε_a unterworfen,

reagiert es mit einer harmonischen Verformung, die der Dehnung um die aufgrund der viskosen Anteile entstandene Phasenverschiebung δ vorausleitet und eine Auskunft über die Dämpfungseigenschaften des Werkstoffs gibt, was von WANG [8] belegt wurde. Für die sinusartige Spannung eines elastischen Materials gilt: $\sigma_{(t)} = \sigma_{(a)} \sin(\omega t)$ und für ein viskoses Material gilt: $\sigma_{(t)} = \omega \sigma_{(a)} \cos(\omega t)$.

Nach CUNTZE [95], lassen sich die Spannungs- und Dehnungsverläufe eines viskoelastischen Materials mit der Kreisfrequenz $\omega = 2\pi f$ der Gleichungen $\sigma_{(t)} = \sigma_{(a)} \sin(\omega t + \delta)$ und $\varepsilon_{(t)} = \varepsilon_{(a)} \sin(\omega t)$ beschreiben. Die Spannung resultiert aus dem Antwortsignal der elastischen Komponente, die in Phase mit der Anregung ist $\sigma_{el} = \sigma_{(a)} \sin(\omega t) \cos \delta$, und aus der viskosen Komponente, die gegenüber der Anregung um 90° verschoben ist $\sigma_{vis} = \sigma_{(a)} \cos(\omega t) \sin \delta$. Aufgrund der Additionstheoreme wird die Spannung definiert:

$$\sigma = \sigma_{el} + \sigma_{vis} = E\varepsilon + \eta\dot{\varepsilon}_{(t)} = E\varepsilon_a \sin(\omega t) + \eta\omega\varepsilon_a \cos(\omega t) \quad (3.97)$$

$$\sigma = \sigma_{(a)} \sin(\omega t) \cos \delta + \sigma_{(a)} \cos(\omega t) \sin \delta \quad (3.98)$$

Weiter kann ein Modul für den mit der Anregung in Phase schwingenden und ein weiterer Modul für den phasenverschobenen Anteil definiert werden [83]:

$$E\varepsilon_a \sin(\omega t) = \sigma_a \sin(\omega t) \cos \delta \quad (3.99)$$

$$E' = E = \frac{\sigma_a}{\varepsilon_a} \cos \delta \quad (3.100)$$

$$\eta\omega\varepsilon_a \cos(\omega t) = \sigma_a \cos(\omega t) \sin \delta \quad (3.101)$$

$$E'' = \eta\omega = \frac{\sigma_a}{\varepsilon_a} \sin \delta \quad (3.102)$$

$$\sigma = \varepsilon_a E' \sin(\omega t) + \varepsilon_a E'' \cos(\omega t) \quad (3.103)$$

Sind Dehnung und Spannung in Phase, bleibt die zugeführte Energie als potentielle Energie verfügbar und daher wird der den elastischen Anteil beschreibende Modul E' Speichermodul genannt. Für den viskosen Anteil findet man eine um ein Viertel Schwingung verschobene Antwort auf die Anregung, die zugeführte Energie wird als Wärme dissipiert und der zugehörige Modul E'' wird Verlustmodul genannt. Der aus diesen zwei Modulen resultierende Vektor wird als komplexer Modul E^* bezeichnet und aus dem Realteil und dem nicht in Phase schwingenden Imaginärteil errechnet zu:

$$|E^*| = \sqrt{(E')^2 + (jE'')^2} = \sqrt{\frac{\sigma_a^2}{\varepsilon_a^2} \cos^2 \delta + \frac{\sigma_a^2}{\varepsilon_a^2} \sin^2 \delta} = \sqrt{\frac{\sigma_a^2}{\varepsilon_a^2} (\cos^2 \delta + \sin^2 \delta)} \quad (3.104)$$

Der komplexe E^* -Modul kann als Verhältnis der maximalen Amplitude der Schubspannung σ_a zur maximalen Amplitude der Dehnung ε_a definiert werden:

$$E^* = \frac{\sigma_a}{\varepsilon_a} = \frac{F}{l_0} \quad (3.105)$$

Wie in der Arbeit von HYING [93] gezeigt, lassen sich der Speichermodul und Verlustmodul aus dem komplexen Modul und dem Phasenverschiebungswinkel wie folgt bestimmen: $E' = E^* \cos \delta$ und $E'' = E^* \sin \delta$. Mithilfe der komplexen Schreibweise lassen sich die Spannung und Dehnung in den Frequenzbereich wie folgt überführen: $\sigma^* = \sigma_a e^{j(\omega t + \delta)}$, $\varepsilon^* = \varepsilon_a e^{j(\omega t)}$ und daraus der komplexe Modul E^* definieren:

$$E^* = \frac{\sigma^*}{\varepsilon^*} = \frac{\sigma_a e^{j(\omega t + \delta)}}{\varepsilon_a e^{j(\omega t)}} = |E^*| e^{j\delta} = E' + jE'' = E'(1 + jd) = \frac{\sigma_a}{\varepsilon_a} (\cos \delta + i \sin \delta) \quad (3.106)$$

Der Verlustfaktor d oder $\tan \delta$ ergibt sich aus dem Verlust- und Speichermodul [74]:

$$d = \tan \delta = \frac{E''}{E'} \quad (3.107)$$

Bei ideal-viskosen Flüssigkeiten $E'' \gg E'$, sogenannten Newton'schen Fluiden, ist der Speichermodul sehr klein gegenüber dem Verlustmodul. Bei ideal-elastischen Festkörpern $E'' \ll E'$, die dem Hooke'schen Gesetz gehören, ist der Verlustmodul sehr klein gegenüber dem Speichermodul [97].

Bei ideal-elastischen Werkstoffen gilt: $E'' \ll E'$, $\tan \delta \ll 1$ und $\sigma = E\varepsilon$.

Bei ideal-viskosen Werkstoffen gilt: $E'' \gg E'$, $\tan \delta \gg 1$ und $\sigma = \eta\dot{\varepsilon}$.

Bei viskoelastischen Werkstoffen gilt:

$E'' > E'$, $E'' = E'$, $E'' < E'$, $\tan \delta > 1$, $\tan \delta = 1$, $\tan \delta < 1$ und $\sigma = f_{(E', E'', \varepsilon, \dot{\varepsilon})}$.

3.5 Abplattung und Rollwiderstand

Infolge der Einpressung zwischen zwei Kontaktkörpern kommt es in der Kontaktzone zu einer Abplattung d der Randschichten. Die Abplattung zweier Walzen unter Normalbelastung kann nach FÖPPL [98], unter der Voraussetzung, dass die Spannungen in der Berührungzone bekannt sind, wie folgt definiert werden:

$$d = 4 \frac{\nu^2 - 1}{\nu^2 E} \left[\frac{1}{3} + \log \left(\frac{2a}{b_1} \right) \right] \quad (3.108)$$

Werden zwei Zylinder aus dem gleichen Material von verschiedenen Durchmessern $2a$ und der halben Länge der Drucklinie b_1 aufeinander gedrückt, erfährt der größere Zylinder eine größere Zusammendrückung, worauf auch HERTZ [36] in der Abhandlung über die Härte aufmerksam gemacht hat.

In den meisten Theorien werden Rollreibungsverluste vernachlässigt und nur Fälle betrachtet, in denen nennenswerte Tangentialkräfte in der Berührungfläche übertragen werden. Auch beim schlupffreien Abrollen eines Rotationskörpers, kommt es zu einem Widerstand, der eine Rollwiderstandskraft $F_W = \mu_W F_N$ erzeugt und als Rollwiderstand W bzw. Rollreibung bezeichnet wird.

Nach TABOR [99,100] wird der Rollwiderstand mehr durch die Verformungsarbeit und Hystereseverluste in elastisch verformtem Werkstoffen und weniger durch Deformationsschlupf verursacht. Die Versuche mit einer Stahlkugel mit Radius r_1 in einer Rille mit Radius r_2 auf einer Gummiunterlage unter Normalbelastung ergeben eine Proportionalität zwischen dem Rollwiderstand und dem ellipsenförmigen Ausdruck der Durchmesser a_0 und b_0 , der zur aufgebrachtten Verformungsarbeit Φ pro Einheitsweg proportional ist.

$$\Phi = \frac{9}{16} \frac{N}{a_0} f_{(E)} \frac{1}{\pi} K \frac{a_0}{b_0} \quad (3.109)$$

$$f_{(E)} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (3.110)$$

Für eine auf der flachen Ebene rollende Kugel beträgt das elliptische, vom Verhältnis $\frac{a_0}{b_0}$ abhängige Integral $K = \frac{\pi}{2}$, weil die Kontaktzone kreisförmig ist und $a_0 = b_0$. FLOM [101] zeigte, dass bei realen Werkstoffen der Rollwiderstand von der Temperatur und Deformationsgeschwindigkeit wesentlich abhängt.

In den Untersuchungen von HALLING [102], in denen der Neigungswinkel gegen die Horizontale einer auf Zylinderrollen liegenden Platte bestimmt wird, bei dem sich die Platte und Rollen in Bewegung setzen, wurde versucht, den Rollwiderstand als von der Oberflächenrauheit herrührend zu erklären. Es stellte sich heraus, dass der Rollwiderstand mit wachsender Oberflächenrauheit zunimmt, mit größer werdender Belastung dagegen abnimmt, wie es in der Arbeit von JOHNSON [103] belegt wurde.

In den Untersuchungen der Rollreibung der viskoelastischen Werkstoffe stellten FLOM & BUECHE [104] fest, dass die Rollreibungszahl μ_W bei einer bestimmten Geschwindigkeit, die der Retardationszeit der

3.5. Abplattung und Rollwiderstand

viskoelastischen Werkstoffe entspricht, ein Maximum aufweist, was in [105] bestätigt wurde. Unter der Annahme der ideal-starren oder ideal-elastischen Rotationskörper kommt es bei stationärem Abrollen zu keinem Rollwiderstand, da die resultierende Kraft auf der Verbindungslinie der Rotationspunkte der Körper liegt und kein Drehmoment ausübt [105–107].

In den Untersuchungen des Rollwiderstandes von drei Polymeren mit unterschiedlichen Materialeigenschaften untersuchte FLOM [101] die Abhängigkeit des Rollwiderstands von dem Verlustfaktor und stellte fest, dass die Rollreibung direkt proportional zum Verlustfaktor $\tan \delta$, zur Normalbelastung W und zur Rollgeschwindigkeit s , aber umgekehrt proportional zur Temperatur und zum Rollradius a ist. Die Gleichungen zur Berechnung der Rollreibungszahl μ_W für kleines (Gl. 3.111), mittleres (Gl. 3.112) und großes (Gl. 3.113) Verhalten von der Retardationszeit τ und Geschwindigkeit zum Radius $\tau \frac{s}{a}$ wurden aufgestellt:

$$\mu_W = \tau \frac{s}{a} \quad (3.111)$$

$$\mu_W = K_B \left(\frac{W}{Ga^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.112)$$

$$\mu_W = K_C \left(\frac{W}{G\tau sa} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.113)$$

Dabei ist G der Schubmodul und K_B und K_C sind von dem dynamischen Materialverlust abhängige Koeffizienten. Des Weiteren wird der Verlustfaktor $\tan \delta$ wie folgt definiert:

$$\tan \delta = \frac{2\omega\mu_W}{\omega^2\mu_W^2} \quad (3.114)$$

wobei $\omega = 2\pi\nu$ Winkelgeschwindigkeit ist. Für $\omega\tau = 1$ erreicht der $\tan \delta$ den Maximalwert, für $\omega\tau \ll 1$ ist der $\tan \delta$ direkt proportional zu $\omega\tau$ und für $\omega\tau \gg 1$ ist der $\tan \delta$ umgekehrt proportional zu $\omega\tau$.

$$\tan \delta = 2(\tan \delta)_{max} \frac{\omega\tau}{1 + \omega^2\tau^2} \quad (3.115)$$

In Untersuchungen von MAY, MORRIS & ATACK [105] wurde gezeigt, dass der Rollwiderstand eines starren auf einer realen Fläche abrollenden Zylinders den Maximalwert W_{max} erreicht, bei einer Rollgeschwindigkeit, die dem Höchstwert der Relaxationszeitverteilung τ_{max} der viskoelastischen Fläche entspricht $\tau = T$, was in [8, 104, 108] gezeigt wurde. Mit wachsender Rollgeschwindigkeit $V_{Roll} = \frac{a}{\tau}$ steigt die, um den Zylinder mit einer bestimmten Eindringtiefe abzurollen, benötigte Normalbelastung an und ist von der Tangentialkraft unabhängig. Unter Berücksichtigung der für jedes Material charakteristischen Relaxationszeit werden die Spannung, die Rollwiderstandskraft und die Normalkraft errechnet:

$$\sigma(x) = \frac{2a_0\sqrt{1-h^2}}{r(1-\sigma)(2-h^2)} \int_{-\infty}^{\infty} \tau G(\tau) \psi \quad (3.116)$$

$$F_W = \frac{2a_0^3 y_0}{(1-\sigma)r^2} \int_{a_0}^{h_0} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{h(1-h^2)\tau G(\tau)}{2-h^2} \delta h \psi \quad (3.117)$$

$$F_N = \frac{2a_0^2 y_0}{(1-\sigma)r} \int_{a_0}^{h_0} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\sqrt{1-h^2}\tau G(\tau)}{2-h^2} \delta h \psi \quad (3.118)$$

$$\psi = \left\{ \frac{1}{2} e^{-(1-h)\frac{T}{\tau}} + \frac{\tau}{T} \left[\left(1 + \frac{\tau}{T}\right) \left(1 - e^{-(1-h)\frac{T}{\tau}}\right) - (1-h) \right] \right\} \delta \ln \tau \quad (3.119)$$

Der Zeitraum T ist die Zeit, in der der Zylinder die Hälfte der Kontaktzonenbreite $a_0 = \frac{x}{h}$ zurücklegt.

Nach der Theorie von GREENWOOD, MINSHALL & TABOR [109] muss bei einem stationären Abrollen eine bestimmte Leistung zur Komprimierung der Kontaktflächen aufgebracht werden und die Oberflächenelemente müssen einer gekoppelten Kompression und Torsion unterworfen werden. Die aufgebrachte Energie wird durch elastische Kräfte nach der Entlastung größtenteils wiedergewonnen, ist aber durch eine Spannungsrelaxation und plastische Deformationen realer, viskoelastischer Werkstoffe kleiner als die wirkenden, sodass sich aus der Differenzleistung die Reibleistung ergibt.

In numerischen Untersuchungen zeigte HUNTER [108], dass die Rollreibung für kleinere $V_{Roll} \rightarrow 0$ und für größere $V_{Roll} \rightarrow \infty$ Rollgeschwindigkeiten zu Null neigt $W \rightarrow 0$ und einen Maximumwert W_{max} bei einer mittleren Rollgeschwindigkeit von $V_{Roll} = \frac{a}{\tau}$ erreicht, die der Relaxationszeit $\tau = T$ des Werkstoffes entspricht, was auch in [8,104,105] gezeigt wurde. Das Material verhält sich ideal-starr oder ideal-elastisch, wenn die gesamte Intensität der Retardationszeit $\tau = 0$ und die Deformationsgeschwindigkeit entweder Null $V_{Roll} = 0$ oder unbegrenzt $V_{Roll} = \infty$ ist. Daraus geht hervor, dass der Drehmomentwiderstand realer Werkstoffe für alle technische Drehgeschwindigkeiten $V_{Roll} = \frac{a}{\tau}$ existiert, was in [8] belegt wurde.

Der Rollwiderstand W , der durch die Normalbelastung N zusammengedrückten Gummi-Stahl-Paarungen wurde von MÄRKER [110] systematisch untersucht und die Rollreibungszahl μ_W als der Hebelarm f der Rollreibung definiert. Bei relativ kleinen Deformationen des Gummis kann der Hebelarm des Rollwiderstandes gesetzt und die folgende Gleichung als Gleichgewichtsbedingung erhalten werden:

$$\sum M_A = Wr - Nf = 0 \quad (3.120)$$

$$M_W = Pr = Nf \quad (3.121)$$

Dabei ist $f = r \frac{P}{N}$ und P stellt die zur Rollbewegung notwendige Kraft dar, die dem Rollwiderstand gleich ist. Da die Rollreibung nur auftritt, wenn die Rollreibungszahl kleiner als die Coulumb'sche Reibung ist, gilt: $W = N \frac{f}{r} < N \mu_W$ oder $\frac{f}{r} < \mu_W$. Im untersuchten Bereich wurde festgestellt, dass die Rollreibungszahl der Gummi-Stahl-Paarung von der Drehzahl nahezu unabhängig ist, mit zunehmender Belastung steigt und mit zunehmender Shore-Härte der Gummibezüge sinkt. Daraus folgt: Je weicher der Aufzug ist, desto größer sind die Verformung und damit der Arbeitsverlust.

Das Abrollen eines Stahlzylinders auf einer viskoelastischen Ebene wurde von MORLAND [106, 107] untersucht. Es wurde festgestellt, dass es in diesem Rollkontakt infolge der viskoelastischen Eigenschaften und vorhandenen Retardationszeit zu einer unsymmetrischen Normalkraftverteilung $ap_{(x)}$ und zur Verschiebung der resultierenden Normalkraft um die Strecke ca kommt, die einen Rollwiderstand verursacht, was erstmals in [104] und später in [109] untersucht wurde. Die gesamte Normalbelastung und das Rollwiderstandsmoment pro Längeneinheit des Zylinders, wenn $X = \frac{x}{a}$, wurden wie folgt definiert:

$$P = \int_{-a}^{+a} p_{(x)} \delta x = \int_{-1}^{+1} ap_{(X)} \delta X \quad (3.122)$$

$$M_W = \int_{-a}^{+a} (x + ca) p_{(x)} \delta x = caP \int_{-1}^{+1} a^2 X p_{(X)} \delta X \quad (3.123)$$

Nach der Substitution $p_{(X)}$ und Integration wird $P = \pi p_0$ und $M = aP(c + \frac{a_1}{2})$, weil die anderen Glieder das Integral Null haben, wobei a_1 ein Parameter ist und c der Koeffizient der Normalkraftverschiebung $0 < c < 1$, der bei rein elastischen Werkstoffen Null beträgt. Da der Ausdruck in Klammern $A = c + \frac{a_1}{2}$

3.5. Abplattung und Rollwiderstand

konstant und von der Kontaktzonenbreite bestimmt ist, kann die Tangentialkraft wie folgt errechnet werden: $M = AaP$ und $F_T = A\eta P$, wobei $\eta = \frac{a}{R}$ und a halbe Kontaktbreite ist.

$$a^2 = \left(\frac{v_{Roll}}{V} \right)^2 = \frac{\mu\lambda_R}{\pi} RP \Rightarrow \frac{v_{Roll}^2}{RP} = \frac{\mu\lambda_R V^2}{\pi} \quad (3.124)$$

Aus der Arbeit geht hervor, dass die Kontaktfläche bei zwei gleichen, aufeinander abrollenden Zylindern aus Werkstoffen mit identischen Elastizitätskonstanten flach ist.

In der Arbeit von PFEIFFER [7] wurden die Druckverteilung in der Kontaktzone, die Anpresskraft und die Tangentialkraft abhängig von der Drehzahl und Anpressung einer mit einem homogenen, viskoelastischen Material bezogenen Walze in Kontakt mit einer Stahlwalze experimentell untersucht. Als von der Temperatur und Verformungsfrequenz abhängige Kenngrößen der Werkstoffeigenschaften wurden der komplexe Elastizitätsmodul E^* , der dynamische Elastizitätsmodul E' und der Verlustmodul E'' sowie der Verlustfaktor $\tan \delta$ und die Werkstoffkenngröße z eingeführt. Um den Einfluss der Materialeigenschaften mathematisch zu analysieren, wurde eine Näherungstheorie entwickelt und es wurden Gleichungen aufgestellt, die nur die experimentell bestimmten viskoelastischen Kennwerte enthalten, die mit einem Drei-Parameter-Modell, das das viskoelastische Verhalten qualitativ richtig wiedergibt, herangezogen wurden. Die Spannung $\sigma_{\omega t}$ und die Dehnung $\varepsilon_{\omega t}$ in der Kontaktzone bei einer sinusförmigen Verformung sowie die neue Werkstoffkenngröße z werden mit folgenden Zusammenhängen errechnet:

$$\sigma_{\omega t} = \varepsilon_a (E' \sin \omega t + E'' \cos \omega t - E'' e^{-\omega t z}) \quad (3.125)$$

$$\varepsilon_{\omega t} = \varepsilon_a E^* [\sin(\omega t + \delta) - \sin \delta e^{-\omega t z}] \quad (3.126)$$

$$z = \sqrt{\frac{E'' + \omega(E'')'}{E'' - \omega(E'')'}} = \sqrt{\frac{E'' + xE''}{E'' - xE''}} = \sqrt{\frac{1+x}{1-x}} \quad (3.127)$$

Die Anpresskraft P , die Tangentialkraft T und das Rollmoment M bei der gleichen sinusförmigen Verformung werden nach dieser Theorie errechnet zu:

$$P = \varepsilon_a E^* L \frac{2a_1}{\pi} f_P \quad (3.128)$$

$$M = Pa_0 = Tr_G = Pa_1 - M_A = \varepsilon_a E^* L \frac{2a_1}{\pi} \left(\frac{1}{2} f_P - f_M \right) \quad (3.129)$$

$$f_P = 1 + \cos \delta - \frac{1}{z} \sin \delta (1 - e^{z(\delta-\pi)}) \quad (3.130)$$

$$f_M = \pi - \delta - \frac{1}{z} \sin \delta \left[\frac{1}{z} - e^{z(\delta-\pi)} \left(\frac{1}{z} + \pi - \delta \right) \right] \quad (3.131)$$

$$M_A = P_{(a_1-a_0)} = \varepsilon_a E^* L \frac{4a_1^2}{\pi^2} \left\{ \pi - \delta - \sin \delta - \frac{\delta}{z} \left[\frac{1}{z} - e^{-z(\delta-\pi)} \left(\frac{1}{z} + \pi - \delta \right) \right] \right\} \quad (3.132)$$

In den Versuchen wurde bestätigt, dass die Druckverteilung in diesem Fall nicht mehr symmetrisch zur Verbindungslinie der Walzenmitte liegt, sondern zur Einlaufseite hin verschoben wird, was trotz fehlender äußerer Tangentialkraft zu einer Verkürzung der Berührungszone an der Auslaufseite führt und ein Bremsmoment verursacht, das zur Aufrechterhaltung des Rollvorgangs als ein Antriebsmoment aufgebracht werden muss [104, 106, 107, 111]. Mit steigender Verformungsfrequenz werden der Verlustfaktor, der komplexe Elastizitätsmodul und die damit verbundene Anpresskraft größer, mit steigender Temperatur dagegen kleiner. Bei sehr hohen Rollgeschwindigkeiten wird die Kontaktfläche wieder symmetrisch, da sich der viskoelastische Belag in diesem Fall stahlelastisch verhält [104, 105, 108]. Wegen der mit der

Anstellung verbundenen Änderung des Elastizitätsmoduls wurde keine eindeutige Beziehung zwischen der Anstellung zweier Walzen und der hierfür erforderlichen Kraft gefunden.

Darauf aufbauend untersuchte GLÜCK [6] experimentell überbestimmte Antriebsprobleme und das Abrollverhalten eines ohne und mit Farbe laufenden Zwei- und Dreiwalzensystems mit Walzen aus verschiedenartigen Belagmaterialien und Durchmessern durch die Ermittlung von Spannungen, Kräften, Momenten, Leistungen und Schlüpfen sowie Verformungen in radialer und tangentialer Richtung bei unterschiedlichen Zustellungen und Drehzahlen. Unter Berücksichtigung eines von der Verformungsamplitude und Verformungsfrequenz abhängigen Elastizitätsmoduls und der Kenntnis der genauen Querkontraktionszahl wurden Gleichungen zur Berechnung der statischen und dynamischen Anpresskraft und des viskoelastischen Moments aufgestellt:

$$P_S = 2E_0L \left(\frac{S}{d}\right)^{1-n} \frac{2a}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (\cos \xi)^{1-n} \delta \xi \quad (3.133)$$

$$P_D = L \frac{a_S}{\pi} \varepsilon_0^{(1-m)} E_0^* Z_P \quad (3.134)$$

$$M_{VA} = L \frac{a_S^2}{\pi} \varepsilon_0^{(1-m)} E_0^* \left(\frac{1}{2} - \frac{Z_M}{\pi Z_P}\right) \quad (3.135)$$

Dabei ist $\xi = \pi \frac{x}{2a}$ die Variablentransformation, m der materialabhängige Koeffizient und D die gemessene Druckkraft. Die Ergebnisse der praktischen Untersuchungen zeigten, dass weder Schlupf noch Druckkraft durch die Farbe qualitativ beeinflusst werden sowie dass das Drehmoment seinen Verlauf behält. Jedoch liegen die Drehmomentbeträge mit Farbe wegen des Farbzuges bei der Farbspaltung über denjenigen ohne Farbe [62, 73]. Der Schlupf ist positiv, solange das Belagmaterial als weitgehend inkompressibel gelten kann, die Walze dreht langsamer und es kommt zu einer Dehnung in der Einlaufzone. Der negative Schlupf tritt bei kompressiblen Bezügen auf, die Walze dreht schneller als nach der Übersetzungsgeometrie möglich und es kommt zu einer Stauchung in der Einlaufzone [5, 12, 13, 17, 73, 75].

$$s = \frac{\varepsilon_{tv} + \varepsilon_{t1}}{1 + \varepsilon_{tv}} \approx \frac{\varepsilon_{tv}}{1 + \varepsilon_{tv}} \approx \varepsilon_{tv} \quad (3.136)$$

$$v_{gleit} = r_1 \omega_1 (1 + \omega_{t1}) - r_v \omega_v (1 + \omega_{tv}) \quad (3.137)$$

$$\frac{r_v \omega_v}{r_1 \omega_1} = 1 + \varepsilon_{t1} - \frac{v_{gleit}}{r_1 \omega_1} \quad (3.138)$$

$$s = \frac{\varepsilon_{tv} - \varepsilon_{tv} + \frac{v_{gleit}}{r_1 \omega_1}}{1 + \varepsilon_{tv}} \quad (3.139)$$

Es hat sich erwiesen, dass die Eigenschaften des viskoelastischen Belagmaterials maßgebend für Druckkraftverteilung, Schlupf und Drehmoment sind sowie dass sich bei ungünstigen Betriebsbedingungen im Walzwerk durch das viskoelastische Verlustmoment hohe Beanspruchungen einstellen können, was in den Arbeiten [104, 106, 107, 111, 112] gezeigt wurde. Nach Glück ist die Mechanik des Abrollverhaltens von solchen Walzensystemen weder experimentell noch theoretisch genügend erforscht und die wichtigsten Aufgaben sind die Ermittlung von Spannungen, Kräften, Momenten, Leistungen und die Bestimmung der Randdehnungen sowie die Abwicklungsprobleme bei Walzen mit einem überbestimmten Antrieb.

Darauf aufbauend ermittelte MARGETSON [111] das Problem der Beförderung einer viskoelastischen Schicht zwischen zwei starren Zylindern. Unter Voraussetzung, dass die Kontaktzonenbreite konstant gehalten wird $\frac{a}{R} = const$, stellte er fest, dass mit ansteigender Schichtdicke im Verhältnis zum Zylinderradius $\beta = \frac{b}{R}$ der Rollwiderstand ebenfalls ansteigt, während die zur Materialbeförderung benötigten

3.5. Abplattung und Rollwiderstand

Normal- und Tangentialkräfte absinken. Die Gleichungen zur Berechnung der dimensionslosen Werte der Normalkraft, mit der die Zylinder zusammengepresst sind, und der zur Materialbeförderung benötigten Tangentialkraft, wurden wie folgt aufgestellt:

$$\hat{F}_N = \frac{J_0 F_N}{a^2 R} = \sum_{r=0}^N c_r \int_{-1}^1 \frac{T_r(X)}{\sqrt{1-X^2}} \quad (3.140)$$

$$\hat{F}_T = \frac{R J_0 F_T}{a^3} = \sum_{r=0}^N c_r \int_{-1}^1 \frac{T_r(X)(\Delta^{(1)} - X)}{\sqrt{1-X^2}} \delta X \quad (3.141)$$

wobei $X = \frac{x}{a}$ und $F_N = \int_{-a}^a p(x) \delta x$ sowie $F_T = \int_{-a}^a p(x)(\delta^{(1)} - x) \delta x$ ist. Nach der Integration und unter Einbeziehung der Randbedingungen werden die zwei dimensionslosen Werte zu $\hat{F}_N = \pi c_0$ und $\hat{F}_T = \frac{\pi}{2}(2\Delta^{(1)}c_0 - c_1)$. Da $F_T = \mu F_N$ ist, kann die Rollreibungszahl als $\mu_{Roll} = \frac{2\Delta^{(1)}c_0 - c_1}{2c_0}$ beschrieben werden, wobei $\delta^{(1)}$ die Verschiebung der Kontaktfläche vom Zentrum darstellt, J_0 den Maximalwert der viskoelastischen Antwort $J_{(t)} = J_{(0)} \left[1 + j(1 - e^{-\frac{t}{\tau}}) \right]$ ist und $\Delta^{(1)} = \frac{\delta^{(1)}}{a}$.

In Untersuchungen von HENNING [113] wurde bestätigt, dass der Rollwiderstand von der Rollgeschwindigkeit abhängig ist und dass er beim Auftreten viskoelastischer Effekte mit steigender Geschwindigkeit zunimmt und ein Verlustmaximum erreicht, was in den Arbeiten [104, 105, 108] gezeigt wurde. Bei steigender Rollgeschwindigkeit und variablem Achsenabstand verkleinert sich die Eindringtiefe, sodass sowohl die Kontaktfläche der viskoelastischen Körper als auch das Widerstandsmoment abnehmen. Die Rollreibungszahlen für kleinere (Gl. 3.142) $\beta \ll \phi$, mittlere (Gl. 3.143) und größere (Gl. 3.144) $\beta \gg \phi$ Rollgeschwindigkeiten V_{Roll} oder Relaxationszeiten $\tau = \frac{\eta}{G}$ wurden definiert:

$$\mu_W = \frac{W}{N} = \beta = \tau \frac{V_{Roll}}{r} \quad (3.142)$$

$$\mu_W = k_2 \sqrt[3]{\frac{N}{Gr^2}} \quad (3.143)$$

$$\mu_W = k_1 \sqrt{\frac{N}{G\beta r^2}} \quad (3.144)$$

wobei $\beta = \tau \frac{V_{Roll}}{r}$, $\phi = \frac{a}{r}$ und k_1 und k_2 Funktionen von β sind. Der Rollwiderstand der realen Körper hängt demnach von Normalbelastung, Materialeigenschaften, Rollgeschwindigkeit und Rollradius ab.

Nach JOHNSON [103] wird die Rollreibung durch die Materialeigenschaften, Oberflächenrauheit, Rollenradien und Normalbelastung beeinflusst. Es wurde praktisch gezeigt, dass der Rollwiderstand durch inelastische Deformationen der Kontaktflächen und durch Gleitzonen entsteht sowie dass sich der Rollwiderstand mit abnehmender Oberflächenrauigkeit um das Zwei- bis Dreifache verringert, was in [102] bestätigt wurde. Eine Verringerung der Kontaktflächengröße führt zu einer Reduzierung des Rollwiderstands und Anwachsens der Kontaktspannungen. Unter Annahme eines ebenen Formänderungszustandes berechnete Johnson in seiner Forschungsarbeit [34] die Abplattung eines Zylinders abhängig von der Normalbelastung, der Geometrie und der halben Hertz'schen Kontaktlänge:

$$d = \frac{2N(1 - \nu_1^2)}{\pi E_1} \ln \frac{2R_1}{a_H} \quad (3.145)$$

Für Zylinder ist $k = \frac{1}{2}$ und es gilt die folgende Gleichung: $d = k \frac{a_H^2}{R}$.

Beim Abrollen eines viskoelastischen Zylinders auf einer viskoelastischen Ebene [112] oder auf einem anderen Zylinder [8] kommt es infolge der viskoelastischen Eigenschaften zu unterschiedlichen Deformationen vor und hinter der Berührungszone. Daraufhin wird die Kontaktzone nach vorne verschoben und die Kraftverteilung wird unsymmetrisch verteilt, was einen Rollwiderstand verursacht [6, 7, 104, 106, 107, 111]. Dieses Problem wurde von GORIACHEVA [112] untersucht und die gesamte Schubspannung und das dadurch entstandene Rollwiderstandsmoment wurden mit folgender Gleichung definiert:

$$Q = -\mu P + \frac{\mu a^2}{8KR} - \frac{a}{2K} \left[\frac{\mu}{2R} (2d + A - a - 2\alpha w + 2\beta w) - \delta \right] \times I_1 \left(\frac{\mu}{2\beta w} \right) I_0^{-1} \left(\frac{\mu}{2\beta w} \right)^{-1} \quad (3.146)$$

α und β sind Parameter der Viskoelastizität, wobei $\alpha > \beta$. Als Koordinate der Kontaktzonenmitte wird d als $d = \frac{b-a}{2}$ definiert und I_0, I_1 stellen Besselfunktionen des imaginären Arguments da.

Die Rollwiderstandskraft F_W ist der gleichen Intensität aber der gegensätzlichen Richtung mit der Schubspannung Q , sodass sie ein Drehmoment $M_1 = QR$ verursacht. Das zweite aufgrund der unsymmetrischen Normalkraftverteilung über die Kontaktzone entstandene Drehmoment M_2 wird definiert als:

$$M_2 = P(d - \beta w) + A^2 \frac{\alpha w - d}{8KR} \quad (3.147)$$

Das gesamte Rollwiderstandsmoment, das überwunden werden muss, um den realen viskoelastischen Zylinder auf der Ebene stationär abrollen zu können, errechnet sich aus der Summe dieser beiden Widerstandsmomente $M_W = M_1 + M_2$.

Nach WANG [8], der sich mit dem Tangentialkontaktproblem befasste, kann der Rollwiderstand bei stationärem Rollkontakt durch Rauheiten der Kontaktflächen [62, 102, 103], Viskoelastizität [6, 7, 25] und durch den Schlupf verursacht werden. Infolge der Deformationsverzögerung und Materialdämpfung stellt sich bei viskoelastischen Werkstoffen eine asymmetrische Normaldruckverteilung ein, die einen Rollwiderstand für alle technischen Drehgeschwindigkeiten $0 < V_{Roll} < \infty$ verursacht, was in [104, 105, 108] gezeigt wurde. Die resultierende Normal-, Rollwiderstands- und Tangentialkraft wurden definiert:

$$F_N = \int_{-a}^a p(x) \cos \alpha(x) \delta x \quad (3.148)$$

$$x_s = \frac{1}{F_N} \int_{-a}^a p(x) x \cos \alpha(x) \delta x \quad (3.149)$$

$$F_W = \int_{-a}^a p(x) \sin \alpha(x) \delta x \quad (3.150)$$

$$z_s = \frac{1}{F_W} \int_{-a}^a x p(x) \sin \alpha(x) w(x)_z \delta x \quad (3.151)$$

$$F_T = \int_{-a}^a q(x) \delta x \quad (3.152)$$

Dabei ist w_z die Konfiguration der Walzenoberfläche, x_s und z_s sind Lastangriffspunkte und α der Angriffswinkel der resultierenden Kraft. Unter der Berücksichtigung der Annahme kleiner Deformationen und eines kleinen Verhältnisses von $\frac{a}{r}$ ergibt sich für den Lastangriffspunkt der Rollwiderstandskraft $s_z \approx 0$. Die Tangentialkraft F_T besteht aus der Coulomb'schen Reibungskraft F_R und der Rollwiderstandskraft

3.5. Abplattung und Rollwiderstand

F_W und errechnet sich zu: $F_T = F_R + F_W$ oder unter der Einbezug der Normalkraft $F_T = (\mu_R + \mu_W)F_N$, wobei $\mu_R = \frac{F_R}{F_N}$ und $\mu_W = \frac{F_W}{F_N}$. Es wurden der Momentenanteil der Normaldruckverteilung M_p und das Antriebsmoment M_A definiert, das zur Überwindung des Rollwiderstandes aufgebracht werden muss.

$$M_p = \int_{-a}^a p(x) \cos \alpha(x) x \delta x \approx x_s F_N \quad (3.153)$$

$$M_A = M_p - R F_T = x_s F_N - R(F_R + F_W) \quad (3.154)$$

Da der Hertz'sche Kontakthalbmesser klein ist, spielt die Rollleistung zur Überwindung des Rollwiderstandes in diesem Fall keine Rolle.

$$P_{Roll} = (M_p - R F_W) \omega + v F_W = M_p \omega = F_N x_s \omega \quad (3.155)$$

Die Reibleistung errechnet sich zu $P_{Reib} = F_R s v$ und wird in das folgende Verhältnis gesetzt:

$$\frac{P_{Reib}}{P_{Roll}} = \frac{F_R s v}{F_N x_s \Omega} = \frac{F_R R}{F_N x_s} s \quad (3.156)$$

Bei kleinem Schlupf, bei dem das Verhältnis $\frac{P_{Reib}}{P_{Roll}} < 1$ ist, dominiert der Rollwiderstand, der im Leerlauf für die Erwärmung des viskoelastischen Materials und damit für Materialveränderung verantwortlich ist. Beim stationären Abrollen einer viskoelastischen Walze auf einer starren Ebene ergibt sich ein ebener Kontaktbereich und der Rollwiderstand verschwindet, da der Angriffswinkel der resultierenden Kraft Null ist $\alpha = 0$. Unter Vernachlässigung der Coulomb'schen Reibung stehen das Antriebsmoment M_A und das Drehmoment infolge der Normaldruckverteilung M_p sowie die Rollreibungszahl μ_W im Zusammenhang:

$$M_A = M_p = \int_{-a}^a p(x) x \delta x \quad (3.157)$$

$$\mu_W = \frac{M_p}{F_N R} = \frac{P_{Roll}}{F_N v} \quad (3.158)$$

Die Größe $\frac{P_{Roll}}{v}$ entspricht dem Energieverlust je Einheitslänge der Überrollung. Bei Abrollen einer starren Walze auf einer viskoelastischen Ebene verschwindet das gesamte Antriebsmoment M_A , da die resultierende Normalkraft durch die Walzenachse geht und der Angriffswinkel $\alpha(x) = \frac{x}{R}$. Unter Berücksichtigung der Walzengeometrie wurden die Rollwiderstandskraft F_W und die Rollreibungszahl μ_W errechnet:

$$M_A = M_p - R F_W = 0 \quad (3.159)$$

$$F_W = \int_{-a}^a p(x) \frac{x}{R} \delta x = \frac{M_p}{R} \quad (3.160)$$

$$\mu_W = \frac{F_W}{F_N} = \frac{M_p}{F_N R} = \frac{R_{Roll}}{F_N v} \quad (3.161)$$

Die Rollreibungszahlen für diese zwei Fälle stimmen völlig überein. Das deutet daraufhin, dass sie sich für den Walze-Ebene-Kontakt in beiden Fällen durch das Rollwiderstandsmoment erfassen lassen.

Nach den rechnerischen und experimentellen Untersuchungen des Rollkontaktproblems axialparalleler Zylinder von KUNZ & DE MARIA [114] lässt sich schließen, dass die Abplattung direkt proportional zur Belastung F und umgekehrt proportional zur Werkstoffsteifigkeit E und zur Zylinderlänge l ist:

$$w_0 \sim \varepsilon l_0 \sim \frac{\sigma}{E} b \sim \frac{p_0}{E} b \sim \frac{l}{e} \sqrt{\frac{F E}{l R}} \sqrt{\frac{F R}{E l}} = \frac{F}{E l} \sim C \frac{F}{E l} \quad (3.162)$$

Der aus den Messungen und Rechnungen gewonnene Faktor C liegt bei $C = 5,7$ und bestätigt die theoretischen Erkenntnisse der Dimensions- und der Relationsanalyse. Die Abplattung wurde noch als Funktion der Belastungskraft, des Elastizitätsmoduls, der Radien und der Zylinderlänge definiert $w_0 = Cf_{(F,E,R,l)} = C\frac{F}{EI}$. Außerdem ist die Abplattung von den Krümmungsverhältnissen unabhängig und wird weder von der Größe der Zylinderradien noch von der Krümmungskombinationen beeinflusst. In den Untersuchungen wurde die Querdehnungszahl variiert, dabei stellte sich heraus, dass ihr Einfluss auf die Abplattung sehr gering ist, sodass sie vernachlässigt werden kann.

Der Rollwiderstand einer Stahlwalze auf einer Walze mit viskoelastischem Belag wurde von SCHMIDT [115] untersucht. Es wurde gezeigt, dass der Rollwiderstand nahezu proportional zur Eindrückung steigt und dass bei konstanter Eindrückung eine Proportionalität zwischen dem Rollwiderstand und der Drehfrequenz zur Potenz $\frac{1}{3}$ besteht. In den Angaben der Drucktuchhersteller sind die Materialeigenschaften der einzelnen Verbrauchsstoffe hinsichtlich Rollwiderstand unzureichend beschrieben und auf die Veröffentlichung von Berechnungshilfen zur Ermittlung des Rollwiderstandes wurde verzichtet [116–118].

In seiner Arbeit untersuchte SCHASCHEK [25] dynamische Eigenschaften von Drucktüchern und ihre Einflüsse auf Abwicklungseigenschaften im Offsetdruckwerk und stellte dabei fest, dass das Drucktuch in vielfältiger Weise den ganzen Abwicklungs- und Druckprozess stark beeinflusst [19]. Durch dynamische Druckversuche wurden viskose und elastische Kraftanteile der Drucktuchdeformation gemessen. Es wurde gezeigt, dass der elastische Anteil, Speichermodul genannt, von der Verformungsfrequenz nahezu unabhängig ist, im Gegensatz zum viskosen Anteil, Verlustmodul genannt, der von der Belastungsfrequenz stark abhängt [6–8]. Durch Austrudelversuche an einem Abrollprüfstand wurden Austrudelkurven gewonnen und es wurde gezeigt, dass das durch Gummituch entstandene Bremsmoment nicht infolge der elastischen, sondern infolge der viskosen Kraft entsteht, die von der Deformationsfrequenz abhängt.

In der Arbeit von XU [119] wurde der Schwerpunkt auf Rollreibung und -verschleiß von verschiedenen Elastomeren gegen Stahl gelegt und an zwei Prüfständen praktisch und mithilfe einer FEM modellhaft untersucht. Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass die Zugabe von Füllstoffen die Reibung, den Verschleißwiderstand, die Härte, die Steifigkeit und die Vernetzung der jeweiligen Elastomere verbessert. In seiner Arbeit wurde gezeigt, dass die FEM zielgerecht eingesetzt werden kann, um das komplexe viskoelastische Verhalten von Elastomeren bei Rollreibung zu beschreiben.

3.6 Abwicklungs- und Förderverhalten

In Untersuchungen der Spannungen und Deformationen einer dünnen und elastischen, auf einer Walze angebrachten Schicht beim Abrollen zweier Walzen unter Belastung, stellte HANNAH [70] fest, dass die Schichtdicke b neben dem Elastizitätsmodul und den Durchmessern der Walzen $D_{1,2}$ die wichtigste Einflussgröße zur Bestimmung der Spannungen und Deformationen in der Kontaktzone $-h \leq x \leq h$ ist. Die Gleichung der normalen Deformation v_x der Schichtoberfläche im Walzspalt wurde aufgestellt:

$$v(x) = -\frac{2W}{\pi E} \int_0^{\infty} \left\{ \frac{(3-4\sigma) \sin hz - z}{\frac{z^2}{2} + (3-4\sigma) \cosh z + 5 - 12\sigma + 8\sigma^2} \right\} \cos\left(\frac{zx}{2b}\right) \frac{\delta z}{z} \quad (3.163)$$

Es wurden die Normalkraftverteilung $p_{(x)}$ und die gesamte in der Kontaktzone $x \leq |h|$ wirkende Belastung W mathematisch definiert. Wobei $\sigma = \frac{\nu}{1+\nu}$ und $w = 2\frac{W}{\pi h}$.

$$p_{(x)} = w \left[\sqrt{1 - \left(\frac{x}{h}\right)^2} + \sum_{n=1} a_n \cos \frac{(2n-1)\pi x}{2h} \right] \quad (3.164)$$

$$W = \int_{-h}^h p_{(x)} \delta x = wh \left[\frac{1}{2}\pi + \sum_{n=1} (-1)^{n-1} \left(\frac{4a_n}{(2n-1)\pi} \right) \right] \quad (3.165)$$

Wenn die Schichtdicke im Verhältnis zu den Rollradien relativ klein ist $b \ll D$, kann die Kontaktzone als flache Ebene betrachtet werden. Die Untersuchungen der kompressiblen $\nu = 0$ und inkompressiblen $\nu = 0,5$ Werkstoffe mit fixierter und beweglicher Unterseite der Schicht zeigen, dass die Poissonzahl einen großen Einfluss auf die Deformation und die Kontaktbreite hat. Da die Werkstoffe mit einer kleinen Poissonzahl eine kleinere Querdehnung aufweisen, ändert eine bewegliche gegenüber einer fixierten Unterseite die Messergebnisse wenig. Um mit einer dünner werdenden Schicht die gleiche Kontaktbreite zu erzielen, wird eine größere und in die Kontaktzonenmitte leicht verschobene Normalkraft benötigt. Die Konvergenz $G_{(x)}$ der Walzenoberflächen in der Nähe der Kontaktzone wird größer als bei dickeren Schichten.

$$G_{(x)} = \frac{2h}{R} \int_h^x \sqrt{\left(\frac{x}{h}\right)^2 - 1} \delta x = \frac{h^2}{R} \left[\frac{h}{x} \sqrt{\left(\frac{x}{h}\right)^2 - 1} - \cos h^{-1} \frac{x}{h} \right] \quad (3.166)$$

Aufbauend auf Hannah's Theorie untersuchte PARISCH [71–73] die Normaldruckverteilung in der Kontaktzone einer starren und einer mit elastischem Bezug beschichteten Walze beim Ändern der Belastung, der Härte und der Dicke der elastischen Schicht. Es wurde festgestellt, dass die Vorgänge in der Kontaktzone an erster Stelle von den Eigenschaften der elastischen Walze abhängen und dass sie von dem zu befördernden Material relativ wenig beeinflusst werden [6, 62]. Die starre Walze weist im Vergleich zur beschichteten Walze immer eine größere Umfangsgeschwindigkeit auf, unabhängig davon, ob sie treibt oder angetrieben wird [10, 27]. Der effektive Walzenradius R_e der beschichteten Walze wird definiert:

$$R_e = R_0(1 + \varepsilon_N \pm \varepsilon_T) \quad (3.167)$$

Dabei bezeichnet R_0 den Nennradius, ε_N die Normal- und ε_T die Tangentialdehnung, die bei relativ kleinen Belastungen gleichmäßig verteilt sind $\varepsilon_N \approx \varepsilon_T$, während die Walzen beinahe gleiche Tangentialgeschwindigkeiten $v_{T,1} = v_{T,2}$ aufweisen. Bei relativ großen Belastungen wird dagegen die gesamte Dehnung, die mehr durch Normal- als durch Tangentialkraft verursacht wird, in der Berührungszone unterschiedlich verteilt $\varepsilon_N \neq \varepsilon_T$, was zu unterschiedlichen Umfangsgeschwindigkeiten $v_{T,1} \neq v_{T,2}$ führt und einen lokalen Schlupf verursacht [5, 12–14, 17, 43, 44, 70, 74–76].

Aufbauend auf Hannah's und Parisch's Theorien zeigte MILLER [13, 28], dass der Unterschied der Umfangsgeschwindigkeiten starrer und gummibezogener Walzen von der Anstellung d_1 , der Belagstärke d und von dem Belagmaterial abhängig ist und nicht, außer bei sehr kleinen Anpresskräften, durch einen Schlupf entsteht. Die Deformation $V_{1(x)}$ der Walzenoberfläche wird definiert als:

$$V_{1(0)} - V_{1(x)} = \frac{a^2}{R} (1 + \delta_{(K,X)}) \quad (3.168)$$

Angenommen, dass im Punkt $X = \frac{x}{2d} = 4$ keine Deformation der Oberschicht auftritt $V_{(4)} = 0$, errechnet sich die Eindrücktiefe als:

$$d_1 = V_{1(0)} - V_{1(4)} = \frac{a^2}{R} (1 + \delta_{(K,4)}) \quad (3.169)$$

Es wurde festgestellt, dass die relative Umfangsgeschwindigkeit der inkompressiblen Walzen mit steigender Anstellung viel steiler absinkt als die Umfangsgeschwindigkeit der kompressiblen Walze, die in einigen Fällen sogar ansteigen kann [4, 5, 19–24, 33, 120], was Miller nicht begründen konnte. Es wurde gezeigt, dass gummibezogene Walzen $\nu = 0,5$ einen steileren Auf- und Abstieg sowie höhere Ausprägung der Belastungsverteilung als mit kompressiblem Material bezogene Walzen $0 < \nu < 0,5$ aufweisen, aber gleichzeitig kleinere Berührungszonenbreite haben [17], was bei homogenen Walzen noch deutlicher ist [5]. Im Kontaktbereich entsteht ein Gleitschlupf, der aus unterschiedlichen Geschwindigkeiten der Kontaktflächen resultiert, und ein Mikroschlupf, der auch beim echten Rollen auftritt und auf Dehnungsunterschiede der Oberflächen zurückzuführen ist [12]. Auf die Walze fest fixierte Gummibezüge zeigen ein ähnliches Verhalten im Vergleich mit den auf der Oberfläche beweglichen Gummibezügen, während es bei den kompressiblen Belägen keinen Einfluss hat [70]. Des Weiteren wird die Oberfläche der inkompressiblen Bezüge bei der gleichen Belastung viel mehr deformiert als die Bezugsfläche der kompressiblen Walzen und der Punkt des ersten Kontakts wird relativ zur undeformierten Position verschoben.

Rollt ein starrer Zylinder mit gegebener Eindrückung auf einem elastischen Zylinder ab, entsteht im Eindruckgebiet eine relative Verschiebung der Kontaktflächen zueinander und ein Zylinder ist ständig bestrebt, dem anderen vorzueilen [2]. Bei den Offsetdruckmaschinen werden alle Zylinder entweder direkt oder über Zahnräder formschlüssig angetrieben, wodurch die Winkelgeschwindigkeit aller Zylinder im Druckwerk überbestimmt und gleich ist [4]. Die im Eindruckgebiet entstandene Verschiebung der Kontaktflächen wird sich deshalb als tangential Belastung des Drucktuches auswirken, die von den Zahnrädern und Antrieben übertragen werden muss [23]. In den dynamischen, an der Zylindergruppe einer Offsetmaschine durchgeführten Untersuchungen, ermittelte HOLZWEIßIG [2] die an den Zylindern wirkenden Kräfte und Drehmomente mit der Aufgabe, die Ursachen des Schmitzes zu erkennen, und stellte fest, dass der Schmitz am häufigsten durch eine falsche Abwicklung auftritt. Mit den gewonnenen Ergebnissen war die Bestimmung der im Kontaktgebiet wirkenden Kräfte und Drehmomente in Abhängigkeit von dem Drucktuch, der Zylindergröße und der Drucktuchvorspannung möglich.

In praktischen Untersuchungen ermittelte BORCHARDT [10, 27, 121] den effektiven Rollradius des gummibezogenen Zylinders im Tangentialkontakt mit einem Stahlzylinder und die Abhängigkeit der Rollgeschwindigkeit von der Anstellung, der Stärke, der Axiallänge und von der Härte des Gummibezuges und stellte dabei fest, dass sie relativ selten einen wirksamen Rollradius zeigen, der gleich dem Nennradius ist. Der Stahlzylinder rollt schneller als der inkompressible Gummizylinder $\omega_S > \omega_G$, egal ob er treibt oder angetrieben wird [71–73]. Mit wachsender Eindrückung wird dieser Effekt deutlicher und die Differenzgeschwindigkeit nimmt schneller zu [12, 13, 28, 70, 73]. Mit wachsender Stärke der Gummischicht sinkt die Differenzgeschwindigkeit gegen Null ab und umgekehrt nimmt sie den Wert Unendlich an, was auch in [12, 13, 70, 73, 75] gezeigt wurde. Die Härte des Aufzuges und die Reibungszahl weisen vernachlässigbaren Einfluss auf die Differenzgeschwindigkeit auf, außer bei sehr geringen Eindrückungen. Bei kleineren Axiallängen der Walzen ist die Differenzgeschwindigkeit relativ gering und nimmt bei wachsender Axiallänge einen endlichen Maximalwert an [12, 70].

In der Arbeit von LINDNER [122] wurden die Ursachen der Förderabweichung ermittelt und es wurde festgestellt, dass sie aus drei Komponenten besteht. Es wurden zwei Schlüpf im Rolltransport definiert, ein Gleitschlupf, der durch hinreichende Steigerung der Schließkraft vermieden werden kann, und ein beim Fördern von elastischen Materialien unvermeidbarer Dehnschlupf, der durch Dehnung der Oberfläche im

Einlaufbereich und Stauchung der Oberfläche im Auslaufbereich entsteht [77, 78]. Die Förderabweichung eines Zylinderpaares besteht demnach aus dem Gleitschlupf, aus der Voreilung infolge der in der Kontaktzone durch Einpressung entstandenen Querschnittwölbung des zu befördernden Materials und aus dem infolge der Dehnung des Gummibezuges entstandenen Dehnschlupf. Die aufgeführten Förderabweichungen werden qualitativ dargestellt, ein Verfahren zur Berechnung wurde jedoch nicht entwickelt.

Mittels experimentellen Messgitterverfahrens ermittelte KORNMANN [123] im Druckkontakt einer transparenten Glaswalze und einer Gummiwalze die Beanspruchung des hochelastischen Walzenmantels. Aus dem Vergleich der Messgitterabmessungen im belasteten und unbelasteten Betriebszustand werden die Messgitterverschiebungen zur Aufstellung der Verschiebungs- und Dehnungsfunktionen verwendet [124]:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left(\frac{b-a}{a} + \frac{c-a}{ma} \right) \quad (3.170)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1 - \frac{1}{m^2}} \left(\frac{c-a}{a} + \frac{b-a}{ma} \right) \quad (3.171)$$

Bei Verwendung der entsprechenden Dehnungskomponenten gilt weiter:

$$\sigma_x = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) \quad (3.172)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x) \quad (3.173)$$

Dabei stellen a die Größe eines unbelasteten Messquadrats und b und c respektiv die Breite und Höhe des betrachteten Messpunktes unter Belastung dar. Die Gleichungen gelten unter der Voraussetzung, dass die Dehnung an den höchstbeanspruchten Stellen im Hook'schen Belastungsbereich liegen. Mit diesem Model war es möglich, die Variation der Bahnspannung, der Bahngeschwindigkeit und der Linienpressung vorzunehmen und die Wirkung dieser Größen auf die Beanspruchung des Gummiaufzuges, auf die radiale und tangentielle Verschiebung sowie auf tangentielle Dehnung quantitativ zu erfassen.

In weiteren Untersuchungen [125] wurde gezeigt, dass zwischen dem abgewickelten Umfang eines Vergleichszylinders eines Zylinderpaares im Verarbeitungsvollzug und der tatsächlich geförderten Länge des Flachformstoffes ein Längenunterschied besteht, der als Förderabweichung bezeichnet wird und entscheidenden Einfluss auf die Produktivität der Maschinen zur Flachformstoffverarbeitung hat. Die Förderabweichung wird von dem Zylinderwerkstoff, den Eigenschaften des Aufzuges, den geometrischen Verhältnissen am Zylinderpaar, der Linienpressung, der Antriebsanordnung, dem Bahnzug, der Bahngeschwindigkeit und von der Flachformstoffart beeinflusst und nimmt zu, wenn nur eine Walze angetrieben wird.

Auf dieser Theorie aufbauend wurden zur Problematik des kontinuierlichen Mehrlagentransports Untersuchungen von KÖHLER [126] durchgeführt. Mit verhältnismäßig geringem Aufwand wurden die Zusammenhänge zwischen den Förderabweichungen und den Verarbeitungsbedingungen experimentell untersucht und daraus neue Theorien entwickelt und mathematische Bezeichnungen abgeleitet. Es wurden einzelne Komponenten der Förderabweichung im Druckkontakt theoretisch untersucht und es wurde festgestellt, dass die komplizierten Zusammenhänge zwischen den Förderabweichungen und Einflussgrößen mathematisch nur unter großem Aufwand darstellbar sind. Daher sind nur qualitative Aussagen über die einzelnen Förderabweichungsanteile und die resultierenden Gesamtförderabweichungen möglich [19].

Die Abhängigkeit der Druckabwicklung von der Dicke der Druckplatte s und des Plattenzylinderaufzuges s_l an Bogenoffsetmaschinen wurde von SCHIRMER [30, 31] untersucht, die Drucklängenänderungen Δl

und ΔU_b wurden mit folgenden Bezeichnungen definiert: $\Delta l = \frac{sl}{2r+s}$ und $U_b = 2\pi s_1 \frac{\alpha}{360}$. Dies sollte das Grundproblem der Übereinstimmung der Kraftübertragung bei zwei formschlüssig gekoppelten Zylindern verschiedener Umfangs- und gleicher Winkelgeschwindigkeiten lösen sowie eine eindeutige Bestimmtheit des Antriebes ermöglichen. Um einen ungestörten Rollvorgang zu erreichen, müsste die Kraftübertragung durchaus über die Zahnräder oder über den Zylinderumfang erfolgen, was bei heutigen Offsetmaschinen unter Beachtung der Offsetdruckprobleme nicht zu realisieren ist.

Das dynamische Verhalten von durchlaufenden, elastischen Stoffbahnen in einem System aus angetriebenen, umschlungenen Walzen mit und ohne Kraftübertragung in stationären und instationären Bewegungsverhältnissen wurde von BRANDENBURG [127] untersucht. Unter der Voraussetzung, dass die Papierbahn im Kontaktbereich nicht durchrutscht, und wenn unterschiedliche Bahnspannungen am Ein- und Ausgang vorliegen, wurde bewiesen, dass beim stationären Bahntransport in der Einlaufzone eine Haftzone ohne Kraftänderung auftritt, an die sich eine Gleitzone mit Kraftänderung anschließt. In diesem Fall ist die zugeführte Dehnung in der Haftzone konstant und die Bahngeschwindigkeit ist gleich der Walzenumfangsgeschwindigkeit. In der Gleitzone ändert sich die Dehnung räumlich und die Bahngeschwindigkeit ist ungleich der Walzenumfangsgeschwindigkeit, was einen Dehnschlupf verursacht. Bei instationärer Bewegung kann eine Kraftübertragung sowohl in der Gleitzone als auch in der Haftzone erfolgen und beide können am Eingang oder Ausgang auftreten [77, 78, 128].

Anhand der Versuchseinrichtung aus einer angetriebenen Zugwalze und einer viskoelastisch beschichteten Gegendruckwalze wurde das Transportverhalten von Papierzugvorrichtungen von SCHEUTER et al. [128] untersucht und mit theoretischen Ansätzen verglichen. Bei einer mit der Papierbahn umschlungenen Zugwalze tritt eine vergleichsweise geringe Förderabweichung auf, die durch den scharfen Geschwindigkeitsanstieg der Oberfläche der Gegendruckwalze in der Randzone bedingt ist. Bei einer umschlungenen Gegendruckwalze bildet sich vor der Randzone zusätzlich eine Gleitzone aus, die die negative Förderabweichung vergrößert. Die Diskrepanz der Bahn- und Walzenumfangsgeschwindigkeiten wurde definiert:

$$\Phi = \frac{V_1 - W_1}{W_1} = \frac{1 + \varepsilon_1}{1 + \varepsilon_1 e^{\mu_{11}}} - 1 \quad (3.174)$$

$$\Phi = \frac{V_1 - V_2}{V_2} = \frac{r_1 + \frac{a_1 \delta}{2}}{r_2 + \frac{a_2 \delta}{2}} \frac{I_{12}}{2 \cdot 10^4} - 1 \quad (3.175)$$

wobei ε_1 die Dehnung in der freien Bahn, V_1 und V_2 die Bahngeschwindigkeiten respektiv vor und nach der Kontaktzone, W_1 die Oberflächengeschwindigkeit der Zugwalze und keine Querkontraktion $\nu = 0$ vorausgesetzt ist. Mit steigender Beistellung wird die negative Förderabweichung bei dem umschlungenen Formzylinder und den inkompressiblen Gegendruckzylindern immer stärker und die Bahngeschwindigkeit vor der Kontaktzone immer kleiner. Bei dem umschlungenen Gegendruckzylinder hat die Förderabweichung die gleiche Tendenz, aber der Effekt ist erheblich stärker. Mit steigender Bahnspannung vor der Kontaktzone steigt die Reibung zwischen dem umschlungenen Formzylinder und der Bahn und die negative Förderabweichung strebt gegen Null. Mit steigender Bahnspannung vor der Kontaktzone wird die negative Förderabweichungen beim umschlungenen Gegendruckzylinder hingegen immer stärker [77, 78, 127].

Nach JÖRG [15] hat sich in der Praxis gezeigt, dass zwischen dem abgewickelten Umfang eines antreibenden Zylinders und der tatsächlich geförderten Länge der Stoffbahn in der Regel ein Längsunterschied besteht. In den Untersuchungen der Kraftübertragung von einem Walzpaar auf eine durchlaufende Stoffbahn stellte er fest, dass bei homogenen Walzen die entstehenden tangentialen Randdehnungen innerhalb

der Kontaktzone kleiner oder gleich Null sind, aber im Falle der beschichteten Walzen bei kleiner Aufzugsdicke und großer Querkontraktionszahl positive Randdehnungen auftreten [5, 12, 13, 17, 73]. Je nach Vorzeichen der Randdehnung im Haftbereich und abhängig von der Reibzahl und der Anpresskraft, dreht sich die Belagswalze schneller oder langsamer als es dem Radienverhältnis der Walzen entspricht und die Stoffbahn wird anders gefördert. Eine Verkleinerung der Belagdicke wirkt qualitativ genauso wie eine Vergrößerung der Querdehnungszahl und wird eine Verkleinerung der Kontaktzone und Vergrößerung des Druckmaximums verursachen. Im vorderen und hinteren Teil der Kontaktzone liegt je ein Gleitbereich, der mit steigender Poisson- und Reibzahl immer kleiner wird und in dem die Geschwindigkeiten der Kontaktflächen verschieden sind. Dazwischen befindet sich ein Haftgebiet, in dem die Tangentialgeschwindigkeiten der Kontaktflächen übereinstimmen und der sich mit steigender Poissonzahl vergrößert.

In praktischen und analytischen Untersuchungen der mechanischen Eigenschaften von gummierten Walzen beim reinen Rollen und bei Tangentialkraftübertragung stellten ANSORGE & JENTZSCH [16] fest, dass sich im Belag einer beschichteten Walze andere Beanspruchungszustände ausbilden als in einer homogenen Walze und die Abweichungen umso größer werden, je größer die Deformation im Verhältnis zur Schichtdicke ist. Mit zunehmender Belagstärke verringert sich die Berührungsbreite und Eindringtiefe, und bei konstanter Last vergrößert sich der Maximaldruck entsprechend [70]. Mit abnehmender Belagstärke vergrößern sich die Spannungen im Innern des Belages und, da sich der Maximaldruck verkleinert, eine Gefahr des Überschreitens zulässiger Anpresskräfte bei angestrebter Berührungszone tritt ein. Entgegen der Theorie kann bei Walzbelägen aus identischen Werkstoffen eine Schubspannung in der Berührungsfläche nachgewiesen werden. Bei konstanter Anstellung wird mit steigender Geschwindigkeit die Eindrückung infolge der höheren dynamischen Elastizitätsmodulen mehr ansteigen als sich die Dämpfungskonstante verringert [6, 7, 25]. Bei konstanter Belastung wird sich infolge des anwachsenden Elastizitätsmoduls bei steigender Geschwindigkeit die Kontaktzonenbreite sowie Eindringtiefe verringern.

3.7 Föderverhalten von Drucktüchern

Zur Übertragung der Druckfarbe vom Plattenzylinder auf den Gummizylinder und vom Gummizylinder auf den vom Druckzylinder abgestützten Bedruckstoff ist im Offsetdruck eine ausreichende Druckspannung erforderlich [3]. Als Folge dieser durch die Eindrückung erzeugten Druckspannung in der Berührungszone des Platten- und Drucktuchzylinders entsteht im Offsetdruckwerk ein reibschlüssiger Antrieb, der parallel zum formschlüssigen Antrieb der Zahnräder wirkt. Besitzen die Zylinder Schmitzringe, die vorgespannt aufeinander laufen, so kommen zwei weitere, andersartige Reibradgetriebe dazu und der Antrieb der Zylinder wird dadurch dreifach überbestimmt. Solche überbestimmten form- und reibschlüssigen Antriebe wurden von SPIEGEL [4] experimentell untersucht. Ein derart überbestimmter Antrieb kann nur dann funktionieren, wenn an den Reibstellen als Ausgleichsmechanismus Schlupf auftreten kann, der durch die Eindrückung, die Tangentialkraft, den Elastizitätsmodul und die Querkontraktionszahl des Drucktuches bestimmt wird. Da dieser Schlupf im Offsetdruck unzulässig ist, muss der Ausgleichsvorgang durch zusätzliche Wirk- und Blindmomente erzwungen werden, die zu umlaufenden Leistungen zwischen den einzelnen Antriebsmechanismen des Zylindersystems führen oder nur eingeschränkt durch einen Dehnschlupf erfolgen. Wegen der geringen Dicke des Gummituches, können diese Momente und Leistungen relativ hoch sein [5, 13, 17, 71, 73, 75], aber die genauen Größen sind unbekannt, wie die genauen Bedingungen, unter denen sie auftreten. Wegen der Spannkanäle einerseits und der drucktechnischen

Forderung der punktgetreuen Farbübertragung andererseits müssen Gummi-, Platten-, und Druckzylinder winkeltreu drehen, obwohl bei reibschlüssigen Gummi-Stahl-Rollkontakten infolge der Eindrückung und unterschiedlichen Materialeigenschaften [17, 18, 34–40, 43, 44] ein Schlupf immer auftritt.

Da in diesen reibschlüssigen Antriebsmechanismen nur das Drucktuch verformt werden kann, sind der Aufbau und die mechanischen Eigenschaften von Drucktüchern maßgebend für das Abrollverhalten. Das Verhalten dieser Antriebsmechanismen, insbesondere von Gummitüchern mit ihrem mehrschichtigen, von Hersteller und Fertigungscharge sich ändernden Aufbau, ist der theoretischen Behandlung schwer zugänglich und kann durch keinen allgemeingültigen theoretischen Ansatz so genau erfasst werden, dass eine quantitative Aussage über das Antriebsverhalten möglich wird, sondern die Antriebsverhältnisse von Drucktüchern können nur auf experimenteller Grundlage gelöst werden [19]. Es wurde praktisch bestätigt, dass mit der steigenden Eindrückung bei inkompressiblen Drucktüchern die Übersetzungsabweichung viel steiler ansteigt als bei kompressiblen Drucktüchern, was in den Arbeiten [19–24, 33, 120] gezeigt wurde. Aus dem Verlauf der Kurve für ein kompressibles Drucktuch geht hervor, dass der Anstieg der Übersetzungsabweichung von der Erhöhung der Querkontraktionszahl verursacht wird, da sie erst beim Überschreiten einer bestimmten Zustellung positiv wird und sich bei höherer Zustellung nicht mehr kompressibel verhält. Das kann erklärt werden, indem die kompressible Luftpolsterschicht soweit zusammengequetscht wird, dass sie sich wie eine Vollgummischicht verhält [12]. Die viskoelastischen Materialeigenschaften der Gummitücher, ausgedrückt durch den komplexen Elastizitätsmodul, sind nach der Theorie für die Übersetzungsabweichung nicht maßgebend, sondern die Eindrückung und die Querkontraktionszahl, wobei letztere keine Konstante sein muss, sondern von der Verformungsgeschwindigkeit, von der Deformation und dem Aufbau der Drucktücher abhängig sein kann [5–7]. In den Versuchen mit der Farbe wurde bewiesen, dass die Reibungszahl keinen gewissen Einfluss auf die Übersetzungsabweichung und demnach auf das Förderverhalten von Drucktüchern hat [6, 62, 73]. Wie aus den Theorien hervorgeht, ist die Übersetzungsabweichung bei gleichen Gummi-Gummi-Paarungen gleich Null.

Die Auswahl des Verhältnisses der Zylinderdurchmesser im Offsetdruck, das die kleinste Diskrepanz der Umfangsgeschwindigkeiten und die kleinste Neigung zum Schlupf in der Kontaktzone aufweist, hängt nach MILLER [28, 29] von dem Drucktuchaufbau, der Eindrückung, der Druckgeschwindigkeit, der Reibungszahl und von der Aufspannung des Drucktuches sowie sehr gering von der Härte ab [19], was in experimentellen Versuchen bestätigt wurde. Der Gleitschlupf entsteht infolge der resultierenden Tangentialkraft, die durch den Unterschied zwischen dem formschlüssigen Zahnradantrieb und dem reibschlüssigen Zylinderkopplung verursacht wird [4]. Der Dehnschlupf entsteht durch die Relativbewegung der Kontaktflächen aus unterschiedlichen Werkstoffen in der Kontaktzone [2], ist von der Materialeigenschaften des Drucktuches abhängig und kann auch beim reinen Abrollen auftreten [34, 47, 67]. Es wurde gezeigt, dass es möglich ist, ein konventionales Drucktuch herzustellen, mit dem die Differenzgeschwindigkeit von der Eindrückung, der Reibungszahl und von der Farbschicht unbeeinflusst ist. Des Weiteren wurde festgestellt, dass der Schlupf mit gleichen Rollradien des Gummi- und Plattenzylinders minimiert wird.

Durch Untersuchungen an einem Drucktuchprüfstand stellte HEYNE [19] fest, dass das Förderverhalten von Drucktüchern von der Gummistärke, der Eindrückung und von dem Platten- und Gummizylinderradius am stärksten abhängt. Es wurde gezeigt, dass das Abrollverhalten von kompressiblen Drucktüchern und den konventionellen Drucktüchern unterschiedlich ist [4, 20–24, 120], was infolge von verschiedenen Elastizitätseigenschaften der Oberschichten in Radialrichtung entsteht [4, 12, 33]. Um einen bestimmten

Anpressdruck zu erzeugen, brauchen kompressible Drucktücher mehr Eindrückung als inkompressible und verursachen größere Zylinderlagerkräfte. Beim Abrollen eines starren auf einem gummibezogenen Zylinder wird der Gummibezug in der Kontaktzone zusammengepresst [2], was, um eine kontinuierliche Materialströmung zu erhalten, zu einer Beschleunigung der Gummischicht durch die Kontaktzone führt und abhängig von den Drucktucheigenschaften ein Vor- oder Nacheilen des Gummizylinders verursacht. Die Kontinuitätsgleichung wird vorgeschlagen:

$$s \frac{V_{Ro} + V_{Rc}}{2} = (s - i) \frac{V_P + V_{Rc}}{2} \Rightarrow \frac{s}{s - i} = \frac{V_P + V_{Rc}}{V_{Ro} + V_{Rc}} \quad (3.176)$$

$$\frac{s}{D_P + D_{Rc}} = \frac{i}{D_P + D_{Ro}} \quad (3.177)$$

Jedes Drucktuch hat sein eigenes Abrollverhalten und ein bestimmtes Verwendungsfeld. Kein Drucktuch ist universal, egal wie gut es ist. Druckprobleme wie Doppeldruck, Plattenverschleiß, Passer- und Farbfehler können dem Abrollverhalten von Drucktüchern zugeschrieben werden [20]. Wegen der ähnlichen Druckvorgänge, Gummi-Stahl-Zylinderpaar, wurde der Flexo- in Verbindung mit dem Offsetdruck gebracht und es wurde betont, dass die selben Probleme im Flexodruck vorkommen. Aufgrund seiner Messungen schließt er, dass es unmöglich ist, das Föderverhalten von Drucktüchern vorzusehen [126], da alle Drucktücher sehr unterschiedlich sind und nichtlineare Eigenschaften aufweisen. Um die bestmögliche Bildübertragung von der Platten- auf das Gummizylinder und vom Gummi- auf das Bedruckstoff auf dem Druckzylinder zu erreichen, müssen die äußeren Umfangsgeschwindigkeiten im Moment des ersten Kontakts gleich sein. Da das Shoremeter die gesamte Härte des ganzen Drucktuches misst, ist die Shore-Messung ungeeignet, weil für Drucktücher vor allem die Härte der Oberschicht entscheidend ist.

An einem Drucktuchprüfstand untersuchte HANSEN [21] verschiedene kompressible und inkompressible Drucktücher, indem die Diskrepanz der Drehgeschwindigkeiten und das Föderverhalten von Drucktüchern abhängig von der Einpressung und von dem Verhalten der Durchmesser ermittelt wurde. Es wurde gezeigt, dass die Durchmesser und somit das Föderverhalten ohne Verringerung der Druckqualität in einem relativ breiten Feld variiert werden kann. Dagegen sind die Einpressung und Härte der Deckschicht maßgebend für die Druckqualität, die mit steigender Eindrückung und Kompressibilität größer wird, wobei härtere Drucktücher größere Anpresskraft brauchen. Es wurde festgestellt, dass die Einpressung, die Kontaktzeit, und die Härte der Deckschicht, die entscheidenden Größen für die Druckqualität darstellen, können praktisch aber nicht unabhängig voneinander variiert werden. Der relative Unterschied des effektiven Radius des Drucktuches infolge der Deformation in der Kontaktzone wurde wie folgt definiert:

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{D_G N_G}{D_P N_P} \right) 100\% \quad (3.178)$$

Dabei bezeichnen D_G und D_P die Durchmesser und N_G und N_P die Drehzahl des Gummi- und Plattenzylinders. Bei kompressiblen Drucktüchern wurde bei kleineren Belastungen ein negativer Anstieg der Drehgeschwindigkeit verzeichnet [19–24], was eine Kontraktion der Oberfläche in der Berührungszone und eine Verringerung des effektiven Rollradius bedeutet. Bei inkompressiblen Drucktüchern und größeren Einpressungen steigt die Differenzgeschwindigkeit mit zunehmender Eindrückung, was eine Dehnung der Oberfläche in der Kontaktzone [5, 12] und eine Vergrößerung des effektiven Rollradius bedeutet. Die Drucktuchvorspannung und die Rollgeschwindigkeit haben einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Unterschied der Drehgeschwindigkeiten, dagegen verursacht eine Verringerung der Reibungszahl einen größeren Mikroschlupf in der Kontaktzone und erhöht die Differenzgeschwindigkeit.

In der Arbeit von KETTINGER & LOSPICHL [22, 24] wurden die im Druckspalt auftretenden Radial- und Tangentialkräfte einer Bogenoffsetdruckmaschine erfasst und dadurch Einflüsse von Gummitüchern auf die Druck- und Abwicklungsbedingungen bestimmt. Im Gegensatz zu den konventionellen Drucktüchern besitzen die Luftpolsterdrucktücher eine kompressible Zwischenschicht, sodass bei Beistellung eine Volumenverminderung erfolgt, die zu einer Verminderung des wirksamen Durchmessers und zu einer Erhöhung der Winkelgeschwindigkeit führt. Es hat sich gezeigt, dass sich konventionelle und kompressible Drucktücher in Bezug auf die Abwicklung sehr unterschiedlich verhalten und dass die inkompressiblen Gummitücher empfindlicher auf eine Änderung der Druckbeistellung als kompressible Gummitücher reagieren [4, 19–21, 32, 33, 120] sowie dass die auf den Gummizylinder übertragenen Drehmomente beim Luftpolstergummituch geringer sind, als bei konventionellen Drucktüchern.

Die Auswirkung des echten Abrollens auf das Leistungsverhalten des Drucktuches wurde von SMITH [32] an einem Drucktuchprüfstand untersucht und es wurde festgestellt, dass jedes Drucktuch einen Schlupf im Druckspalt unvermeidbar verursacht [2]. Da alle Zylinder einer Zylindergruppe formschlüssig gekoppelt sind und gleiche Drehgeschwindigkeiten aufweisen, kann der Dehnschlupf entweder durch unterschiedliche effektive Zylinderdurchmesser oder durch physikalische Eigenschaften des Drucktuches entstehen [4]. Um den True-Rolling-Zustand zu erreichen und zusätzliche Tangentialkräfte und Schlupf auszuschließen und dadurch den Verschleiß zu minimieren, muss dieser Mikroschlupf untersucht und quantitativ definiert werden. Wenn die Drucktuchhersteller die Drucktücher mit konstantem Mikroschlupf liefern könnten, wäre es erwünscht, dass der Einfluss jeder Einzelschicht des Drucktuches auf den Mikroschlupf definiert ist, damit die entscheidenden Ursachen in der Produktion kontrolliert werden können, um den Zustand des echten Abrollens zu erreichen. Es wurde gezeigt, dass alle Drucktücher den Platten- und Druckzylinder schneller als Gummizylinder zum Drehen treiben sowie dass der Effekt bei inkompressiblen viel stärker als bei kompressiblen Drucktüchern ist [4, 19–24, 32, 33, 120]. Dadurch verursachen sie einen größeren Platten- und Drucktuchverschleiß und erschweren eine kontinuierliche Materialbahnspannung.

Aufbauend auf Millers Theorie und Heynes Kontinuitätsgleichung definierten SCHASCHEK et al. [20] einen ideal-kompressiblen und einen ideal-inkompressiblen Fall des Förderverhaltens von Drucktüchern. Da ein Drucktuch aus mehreren kompressiblen und inkompressiblen Schichten besteht, sollte das Förderverhalten von Drucktüchern zwischen diesen zwei Idealfällen liegen und eine Abweichung des effektiven Durchmessers D_{wGZ} des Gummizylinders vom geometrischen Durchmesser D_{GZ} bewirken. In praktischen Untersuchungen wurde bestätigt, dass mit steigender Einpressung bei kompressiblen Drucktüchern der effektive Durchmesser kleiner und bei inkompressiblen größer wird [19–33]. Für die Grenzfälle wurden zwei Gleichungen aufgestellt, die das Verhalten von Drucktüchern beschreiben und den effektiven Durchmesser des Gummizylinders bestimmen:

$$D_{wGZ} = D_{GZ} + 2(t - S) \quad (3.179)$$

$$I_{komp} = \frac{\omega_{GZ}}{\omega_{PZ}} = \frac{2\nu_1 D_{PZ}}{D_{wGZ} 2\nu_{PZ}} \quad (3.180)$$

$$I_{inkomp} = \frac{\omega_{GZ}}{\omega_{PZ}} = \frac{D_{PZ}(t - S)}{D_{GZ}(t + S) + 2t^2} \quad (3.181)$$

Dabei stellt $\omega = \frac{2\nu}{D}$, t die Dicke des Drucktuches und S die Beistellung dar. Als Übersetzungsverhalten von realem Drucktuch I_{real} zum ideal-kompressiblen I_{komp} und ideal-inkompressiblen I_{inkomp} Fall wurde eine neue halbempirische von Durchmesser und Eindrückung unabhängige Materialkonstante α definiert:

$$\alpha = \frac{I_{real} - I_{inkomp}}{I_{komp} - I_{inkomp}} \quad (3.182)$$

$$I_{real} = \alpha(I_{komp} - I_{inkomp}) + I_{komp} \quad (3.183)$$

Die neu definierte Konstante α ermöglicht eine Quantifikation des Förderverhaltens von Drucktöchern unabhängig von der Zylindergeometrie und hilft bei der Kalkulation des Förderverhaltens von Drucktöchern, das bei Herstellern nur als qualitative Größe angegeben wird. Die Konstante α könnte ein neuer Parameter von Drucktöchern sein, der den Herstellern und den Nutzern einen neuen Toleranzbereich gibt, der bei der Bestellung und Herstellung von Drucktöchern definiert werden kann.

In einer Präsentation fasste JUNGSMANN [129] die wichtigsten Aspekte der Anwendung von Drucktöchern zusammen mit besonderem Hinblick auf Einflüsse von kompressiblen Drucktöchern auf den ganzen Offsetdruckprozess [33]. In der klassischen Konstruktion von Drucktöchern wurde ein kalandriertes, zwischen der kompressiblen Schicht und der Deckschicht liegendes Mischgewebe mit anwendungsspezifischer Dehnung gezeigt, das Schub- und Flächenstabilisator genannt wird und die gezielte Einstellung des Förderverhaltens von Drucktöchern ermöglicht. Es wurde auf die Antriebsprobleme bei Zeitungsmaschinen in Satellitenbauweise mit Einzelmotorenantrieb eingegangen und erklärt, welchen Einfluss auf solche Antriebe ein zu positives oder zu negatives Förderverhalten des Drucktuches hat. Ein zu positiv förderndes Drucktuch lässt die Gummituchzylinder größer erscheinen als den Satelliten, die Gummituchzylinder eilen vor und müssen durch den Antrieb des Satelliten abgebremst werden. Ein zu negativ förderndes Drucktuch lässt die Gummituchzylinder kleiner erscheinen als den Satelliten, die Gummituchzylinder eilen nach und müssen durch den Antrieb des Satelliten angetrieben werden. Ein neutral förderndes Drucktuch lässt die Gummituchzylinder gleich groß wie den Satelliten erscheinen und bei echtem Abrollen brauchen alle Zylinder gleich viel Leistung, was den Energieverbrauch der Offsetdruckmaschine minimiert und volleffiziente Nutzung der Maschinenkapazität ermöglicht [12].

Das Problem des Rollkontakts wurde mit rechnerischen Forschungsmethoden zur Berechnung von Radial- und – eingeschränkt – Tangentialkräften im Kontaktbereich in verschiedenen Forschungsarbeiten abgehandelt [94, 119, 130–135]. Dabei werden Methoden der finiten Elemente zur Simulation von Drucktöchern und anderen Zylinderbezügen mit nichtlinearen Materialeigenschaften unter mechanischer Beanspruchung und unter Berücksichtigung der Reibung entwickelt. In den Arbeiten werden Materialmodelle festgelegt, die das Verformungsverhalten unter mechanischer Einwirkung beschreiben, aber ein Modell, das die Förderereigenschaften von Zylinderbezügen numerisch simuliert, geht aus den Arbeiten nicht hervor.

Kapitel 4

Vorrichtungsaufbau und Probenpräparation

Zur experimentellen Untersuchung der Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderbezügen existiert keine standardisierte Ermittlungsvorrichtung, sodass im Rahmen der vorliegenden Arbeit verschiedene Untersuchungsgeräte zur Ermittlung der in Kapitel 3 vorgestellten und für das Förderverhalten maßgebenden Eigenschaften speziell zu diesem Zweck entwickelt, konstruiert und gebaut werden.

Um die Untersuchung der Zylinderaufzüge vorzunehmen, wird ein neues optomechanisches Untersuchungssystem entwickelt (Kapitel 4.1, Seite 48), mit dem die Querschnitte der mehrschichtigen Zylinderbezüge mikroskopisch beobachtet und die Deformationen der Einzelschichten im simulierten Druckspalt optisch ermittelt werden. Damit die Auswirkungen der im Druckspalt entstandenen Deformationen der einzelnen Aufbauschichten auf die Fördereigenschaften von Zylinderbezügen direkt untersucht werden, wird das Untersuchungssystem mit der Abrollfunktion erweitert. Durch den Kleinmaßstab werden mit diesem einzigartigen Abrolldemonstrator (Kapitel 4.1.3, Seite 52) Fördereigenschaften von verschiedenen aus zusammengeklebten Einzelschichten bestehenden Zylinderbezugsmodellen experimentell ermittelt.

Für die experimentelle Untersuchung der Fördereigenschaften von Flexodruckplatten, Drucktüchern und anderen Zylinderbezügen wird ein Abrollprüfstand gebaut (Kapitel 4.2, Seite 53), mit dem das Drehverhältnis eines Zylinderpaares bei verschiedenen Beistellungen und Drehgeschwindigkeiten in praxisrelevanten Untersuchungsbedingungen ermittelt wird. Die Eigenschaften des Abrollprüfstandes werden umfangreich untersucht und die gewonnenen Messergebnisse der Abrollversuche werden für die abschließende Modellbildung verwendet. Zusätzlich werden an diesem Prüfstand Eindringversuche zur Ermittlung der elastischen Eigenschaften der aufgespannten Zylinderbezüge in Radialrichtung durchgeführt.

Die Untersuchungsgeräte werden mit Arduino-Mikrocontrollern gesteuert und alle Messdaten werden rechnerisch ausgewertet. Sowohl der Mess- als auch der Auswertungsvorgang wird vollautomatisiert.

Zum Schneiden von Zylinderbezügen in Probestreifen wird ein in der Druckindustrie üblicher Planschneider verwendet. Das Spalten von Drucktuchstreifen erfolgt an einer manuellen Lederspaltmaschine, die in der Praxis zum Ausschärfen von Lederstücken verwendet wird. Die elastischen Eigenschaften von zugeschnittenen Probestreifen werden mithilfe einer klassischen Zugprüfmaschine ermittelt. Das Verformungsverhalten von Elastomeren wird mit der Shore-Härte charakterisiert und die Härteermittlung nach Shore-A wird gemäß den Normen DIN ISO 7619-1 mit einem manuellen Härteprüfgerät durchgeführt.

4.1 Optomechanisches Untersuchungssystem

Im Rahmen der Arbeit wird ein optomechanisches Untersuchungssystem entwickelt, mit dem die Deformationen der Zylinderbezüge sowohl erzeugt als auch untersucht sowie dadurch bedingte Fördereigenschaften direkt ermittelt werden können. Das Untersuchungssystem besteht aus einem Standmikroskop, einer Digitalkamera, drei Positioniertischen, vier Schrittmotoren, einem Mikrocontroller, einer Spannvorrichtung, verschiedenen Halte- und Einpresskörpern und mehreren Eingabegeräten, die zusammen ein einzigartiges Prüfgerät bilden. Neben der Elektromechanik wird eine softwareseitige Steuerung des Gerätes sowie eine rechnerische Auswertung der Messdaten mithilfe mehrerer Open-Source-Softwares entwickelt.

4.1.1 Standmikroskop

Für die mikroskopische Beobachtung und Erstellung der Mikroaufnahmen der Probenquerschnitte wird ein Mikroskopsystem auf der Basis eines konfokalen Tischmikroskops aufgebaut (Abb. 4.1). In der ursprünglichen Ausführung erfolgte die Bedienung des Mikroskops manuell und keine Digitalaufnahmen waren vorgesehen. Für die Untersuchung wird ein Objektiv mit der 4-fachen Vergrößerung verwendet, das zusammen mit der 10-fachen Vergrößerung des Okulars eine 40-fache Mikroskopvergrößerung¹ ergibt.

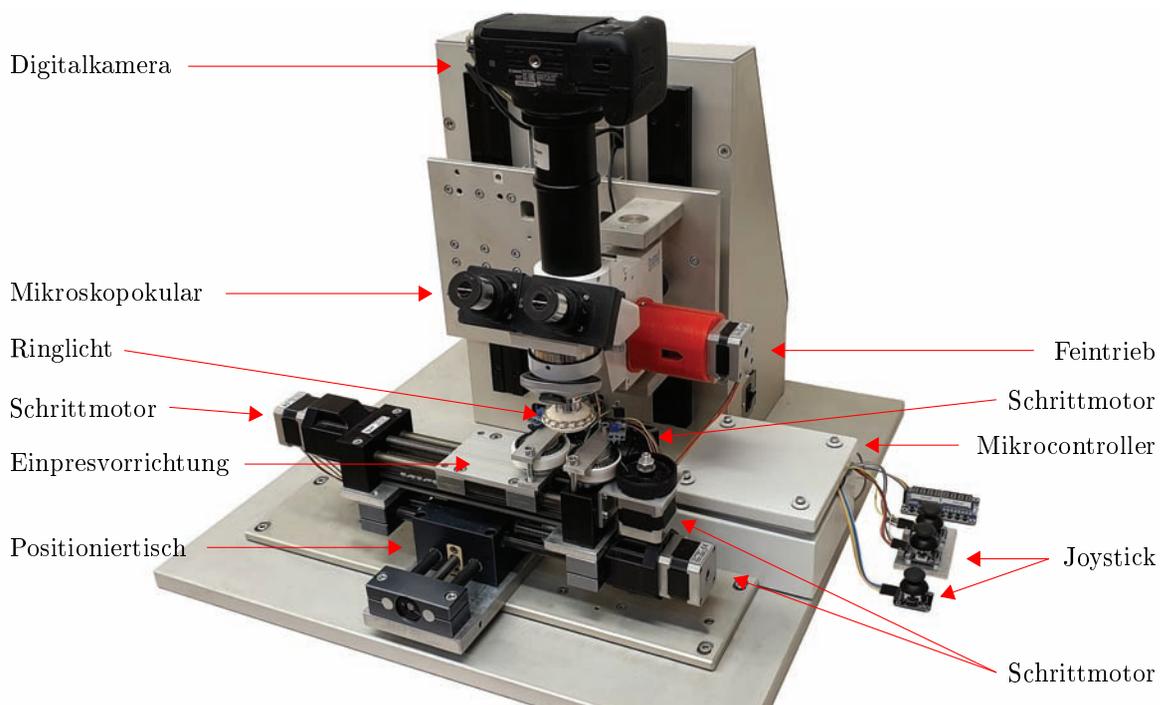


Abbildung 4.1: Optomechanisches Untersuchungssystem zur Ermittlung der im Druckspalt entstandenen Deformationen der Zylinderbezüge und ihrer dadurch bedingten Fördereigenschaften

Um Digitalaufnahmen zu erstellen, wird ein Okular mit zusätzlichem Kameraausgang eingesetzt und das Mikroskop wird mit einer DSLR Digitalkamera (Canon 760D) nachgerüstet, die ein Auflösungsvermögen von 24 Megapixeln (6.000 x 4.000 Pixel) aufweist. Ausgelöst wird die Digitalkamera berührungsfrei über den Mikrocontroller, wodurch die Kamera automatisiert und das Kamerawackeln reduziert wird. In der Originalausführung erfolgte das Aufsicht des Mikroskops durch das Objektiv und war nicht einstellbar, sodass sie mit einem externen im 3D-Druck gedruckten Ringlicht mit steuerbaren LED-Lampen ersetzt wird, das eine Übereinstimmung des Beleuchtungspunkts aller LED Lampen mit der Brennweite des

¹ 4-faches Objektiv x 10-faches Okular = 40-fache Gesamtvergrößerung des Mikroskops

Objektives gewährleistet und eine punktförmige Gesamtbeleuchtung bildet. Das manuelle Verstellrad für Fokuseinstellung wird mit einem Schrittmotor ersetzt, der mithilfe einer speziell konstruierten und im 3D-Druck erstellten Motorhalterung befestigt wird. Die nachgerüsteten Komponenten und die Eingabegeräte werden an eine Mikrosteuerungskarte gekoppelt, sodass die Belichtung und die Fokussierung sowie die Kameraauflösung sowohl vollautomatisch als auch über den Eingabecontroller gesteuert werden kann.

4.1.1.1 Verzeichnungskorrektur

Bei der Qualitätsbewertung der mikroskopischen Optik zur Bestimmung der Verzeichnung² der Mikroaufnahmen wird ein geometrischer Abbildungsfehler des optischen Systems festgestellt. Mit zunehmendem Abstand des Bildpunktes von der optischen Achse³ wird eine lokale Maßstabszunahme verzeichnet, die auf eine rotationssymmetrische, kissenförmige Bildverzeichnung hindeutet, sodass die Aufnahmen zuerst entzerrt werden müssen, um ein einheitliches Maßstab auf der ganzen Bildfläche zu gewährleisten.

Die zu entzerrenden Mikroaufnahmen werden in ImageJ [136] eingelesen und die Verzeichnungskorrektur wird mithilfe des Nonlinear Polar Transformer Plugins [137] anhand der eingegebenen Koeffizienten a_1 , a_2 und a_3 automatisch vorgenommen. Im rechnerischen Korrekturvorgang werden die kartesischen Koordinaten jedes einzelnen Pixels x_n, y_n des zu entzerrenden Bildes zuerst in Polarkoordinaten $r = \sqrt{x_n^2 + y_n^2}$ und $\theta_n = \tan^{-1} \frac{y_n}{x_n}$ bezogen auf das Verzeichnungszentrum umgewandelt und daraus werden die neuen Polarkoordinaten r'_n, θ_n mithilfe der folgenden polynomischen Gleichung des dritten Grades errechnet:

$$r' = r_n(a_3r^3 + a_2r^2 + a_1r + a_0) \quad (4.1)$$

Um die Aufnahmen unabhängig von der Größe, Auflösung und Orientierung mit den gleichen Konstanten a_1 , a_2 , a_3 zu entzerren, werden die Radien der Pixel davor normalisiert $r \rightarrow r_n$, sodass alle Pixel mit der Entfernung von einer Hälfte der kleineren Bildseite vom Bildzentrum $r = B_{b,min} \Rightarrow r_n = 1$ einen Radius von 1 erhalten $r_n = \frac{r}{B_{b,min}}$. Da die optische Verzeichnung rotationssymmetrisch um die Bildmitte ist, erfahren die Winkel θ_n keine Veränderung infolge der Entzerrung. Nach der Entzerrung werden die Polarkoordinaten in kartesische Koordinaten umgewandelt und ein entzerrtes Bild wird dadurch gebildet.

Die Konstanten a_1 , a_2 , a_3 beschreiben den geometrischen Abbildungsfehler sowie die Verzeichnung des Objektivs und a_0 bestimmt die lineare Skalierung des Bildes. Damit das entzerrte Bild seine ursprüngliche Größe nach der Entzerrung behält, muss die Bedingung $a_0 = 1 - (a_1 + a_2 + a_3)$ erfüllt werden. Bei einem idealen Objektiv besteht keine Verzeichnung der Aufnahme und die Koeffizienten sind gleich Null $a_1 = a_2 = a_3 = 0$. Wenn keine Größenänderung des Bildes stattfindet, ist der Koeffizient $a_0 = 1$, sodass die Radien unverändert bleiben $r' = r_n$. Bei einfacheren geometrischen Abbildungsfehlern wird die Korrektur mit der polynomischen Gleichung kleineren Grades durchgeführt. Die Verzeichnung der Mikroaufnahmen der verwendeten mikroskopischen Optik wird mit dem Koeffizient $a_1 = 0,025$ vorgenommen.

4.1.1.2 Kalibrierung des Mikroskops

Um die Messungen der wahren Größen der beobachteten Elemente anhand der Mikroaufnahmen vorzunehmen, wird das Mikroskopsystem kalibriert. Für die Ermittlung des Abbildungsmaßstabes des Mikroskops wird eine Mikroaufnahme der Kalibrierungsplatte in der maximalen Kameraauflösung aufgenommen

²wird oft fälschlicherweise auch (optische) Verzerrung genannt

³Symmetrieachse eines rotationssymmetrischen optischen Systems

(Abb. 4.2), die Verzeichnung wird, wie im vorhergehenden Kapitel 4.1.1.1 beschrieben, beseitigt und die Positionen der einzelnen Kalibrierungsstriche, wie in Kapitel 5.1.1 auf Seite 72 erläutert, ermittelt.

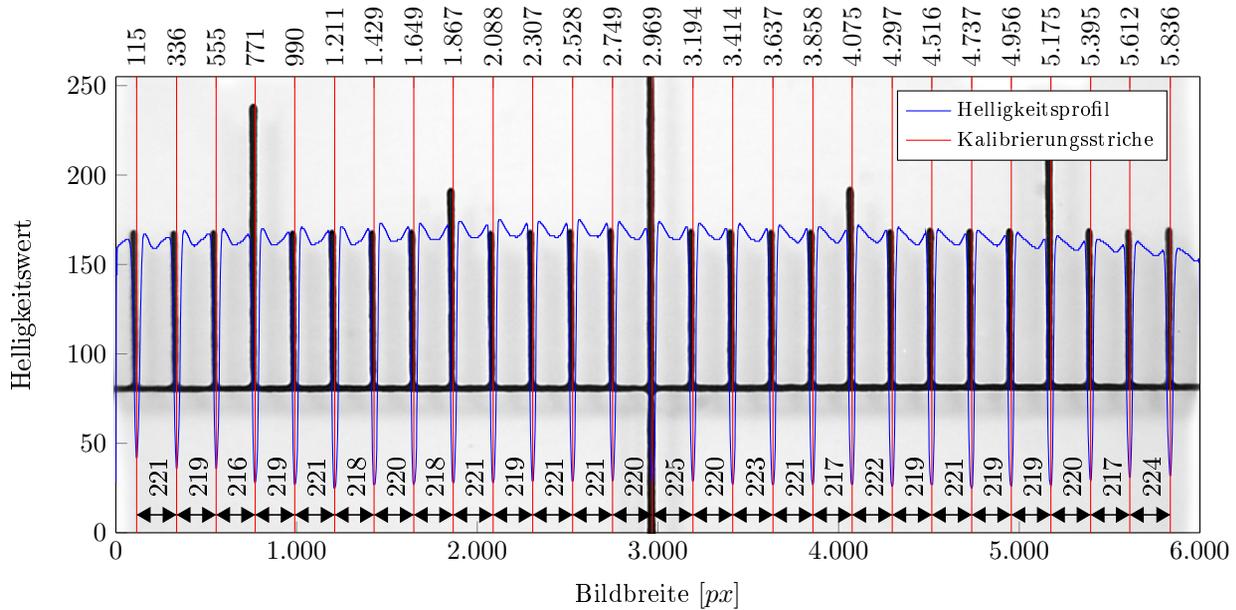


Abbildung 4.2: Ermittlung des Kalibrierungsfaktors des Mikroskops mithilfe einer Kalibrierungsplatte

Aus den ermittelten x-Werten der Positionen der einzelnen Kalibrierungsstriche $P_{n,x}$ entlang der Bildbreite (Abszisse) werden die Abstände zwischen den einzelnen Strichen errechnet $x_n = P_{n,x} - P_{n-1,x}$ und aus den einzelnen errechneten Differenzlängen x_n wird der arithmetische Mittelwert gebildet:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = \frac{5.721px}{26} = 220,0385px \quad (4.2)$$

Um den Kalibrierungsfaktor k zu errechnen, wird der mittlere Abstand in Pixeln \bar{x} mit dem festen tatsächlichen Abstand der Kalibrierungsstriche in Mikrometern $x_\mu = 100\mu m$ in die Korrelation gebracht, woraus sich der Kalibrierungsfaktor zu $k = \frac{x_\mu}{\bar{x}} = 0,4545 \frac{\mu m}{px}$ ergibt, der die wahre Größe eines Pixels auf dem Bild darstellt, sodass für die Mikroaufnahmen in der vorliegenden Arbeit $1px = 0,4545\mu m$ gilt.

Um die Messunsicherheit der gemessenen Pixelstrecken zu ermitteln, wird die Standardabweichung σ_x als ein Maß der Streuung der Einzelmessungen bzw. der Pixelstrecken um den Mittelwert \bar{x} errechnet:

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} = \sqrt{\frac{108,96}{25}} = 2,0877px \quad (4.3)$$

Der Mittelwert \bar{x} und die Standardabweichung σ_x sind geschätzte Zufallsvariablen, die eine Normalverteilung bilden. Daraus ergibt sich die Messunsicherheit zu $\Delta x = \pm t \frac{\sigma_x}{\sqrt{n}}$, sodass die Einzelmesswerte x_n sich nach der Gaußstatistik um den Mittelwert \bar{x} gruppieren und mit der Wahrscheinlichkeit von 95% um nicht mehr als $\Delta x = \pm 0,8418px = \pm 0,383\mu m$ vom Mittelwert entfernen, wobei für $n = 26$ Messungen im zweiseitigen Vertrauensbereich mit der Wahrscheinlichkeit von 95% der t-Faktor $t = 2,056$ beträgt.

Die Messunsicherheit entsteht vielmehr infolge der dicken und für diese Messgenauigkeit ungeeigneten Kalibrierungsstriche der Kalibrierungsplatte als infolge der tatsächlichen Messgenauigkeit des Messsystems. Außerdem beeinflussen sich die Streckenlängen gegenseitig, infolgedessen erzeugt jede Abweichung einer Pixelstrecke $x_n = \bar{x} + \Delta x$ eine Abweichung der beiden benachbarten Strecken $x_{n-1,n+1} = \bar{x} - \frac{\Delta x}{2}$.

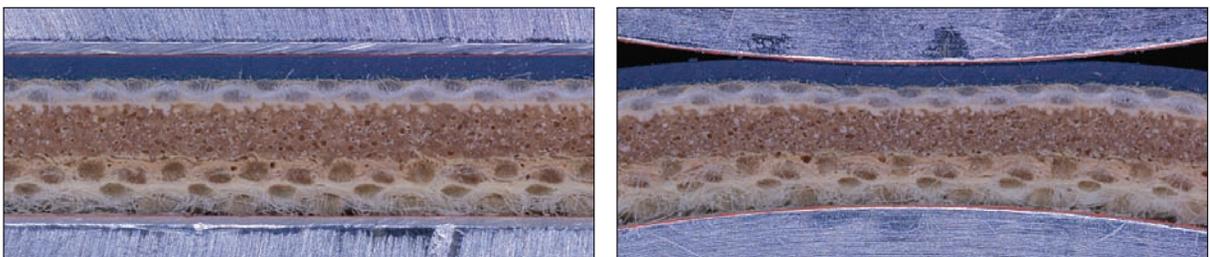
Bei der maximalen Kameraauflösung wird mit einer Aufnahme bei der 40-fachen Mikroskop-Vergrößerung ein Bereich von $2.727\mu\text{m} \times 1.818\mu\text{m}$ aufgenommen. Für die Mikroaufnahmen größerer Flächen werden mehrere nebeneinander liegende Mikroaufnahmen aufgenommen und daraus Panoramafotos erstellt.

4.1.2 Positionier- und Einpressvorrichtung

Um die Proben präzise und reproduzierbar zu positionieren, wird ein zweiachsiges Linearführungssystem unter dem Mikroskopobjektiv angebracht und automatisiert, indem beide lineare Kreuztischachsen mit Schrittmotoren angetrieben werden. Mithilfe der Positioniervorrichtung werden einzelne Bildausschnitte bei vorgegebener Bildüberlappung aufgenommen und mit dem Grid/Collection Stitching [138] ImageJ Plugin in ein Panoramabild zusammengefügt. Das Achsspiel wird beseitigt, indem die Gewindespindel in feste Verzahnung mit der Mutter gebracht und unter gleichmäßiger Last in eine Richtung verfahren wird.

Der Vorschubauflösung der Linearführung von $0,625\mu\text{m}$ wird als Quotient der Steigung der Gewindespindel $S_{gs} = 2.000\mu\text{m}$ und der Anzahl der Mikroschritte des Achsantriebes pro Umdrehung $U_{ms} = 3.200\text{ms}$ errechnet. Mithilfe des ermittelten Kalibrierungsfaktors $1px = 0,4545\mu\text{m}$ (Kapitel 4.1.1.2) und der wahren Flächenbreite von $B_b = 2.727\mu\text{m}$, die mit einer Einzelaufnahme aufgenommen wird, lässt sich die Anzahl der Mikroschritte des Schrittmotors n_{ms} für jedes Bild bei der Bildüberlappung von 50% in der Breitenrichtung errechnen $n_{ms} = 0,5 \frac{B_b}{S_{gs}} U_{ms} = 2.182\text{ms}$. Wenn die gleiche Bildüberlappung über die Bildhöhe erfolgt, wird die Flächenbreite B_b mit der aufgenommenen Flächenhöhe $H_b = 1.818\mu\text{m}$ ersetzt, woraus sich die Zahl der Mikroschritte in Höhenrichtung zu $n_{ms} = 0,5 \frac{H_b}{S_{gs}} U_{ms} = 1.454\text{ms}$ ergibt.

Des Weiteren wird aus einem einachsigen Lineartisch eine Einpressvorrichtung gebaut und auf den Führungswagen des Positioniertisches montiert, sodass die Deformationen der Zylinderbezüge unter dem Mikroskop erzeugt und mikroskopiert werden können. Sowohl auf dem Führungswagen als auch auf einer Festseite der Linearführung werden Spannvorrichtungen gebaut, mit deren Hilfe verschiedene Körper festgespannt werden, sodass die Deformationen mit flachen (Abb. 4.3a) und runden (Abb. 4.3b) Träger- und Eindringkörpern über die Positionierung des Führungswagens erzeugt werden können. Um die Zylinderbezüge beim Abrollen zu untersuchen und beim Durchlaufen durch den simulierten Druckspalt zu mikroskopieren, werden zwei Kugellager als Träger- und Eindringkörper eingesetzt.



(a) flach-flach Deformation

(b) rund-rund Deformation

Abbildung 4.3: Träger- und Eindringkörper in unterschiedlichen Formen zur Erzeugung von flach-flach und rund-rund Deformationen mit der Einpressvorrichtung unter dem Mikroskop

Infolge der Nachgiebigkeit der Konstruktion hängt die tatsächliche Fortbewegung des Eindringkörpers von der Probenelastizität ab, sodass die Eindringtiefe optisch ermittelt wird (Kapitel 5.1.1 und 5.1.5).

4.1.3 Abrolldemonstrator

Aufbauend auf der Einpressvorrichtung (Kapitel 4.1.2) wird ein Abrolldemonstrator entwickelt, mit dem theoretische Ansätze in Bezug auf Fördereigenschaften von Zylinderbezügen geprüft sowie Vorgänge und Deformationen im simulierten Druckspalt sowohl statisch als auch dynamisch ermittelt werden können. Durch die relativ kleine Konstruktion des Abrolldemonstrators können Zylinderbezüge durch das Zusammenfügen von verschiedenen Einzelschichten unter Laborbedingungen gebaut und untersucht werden.

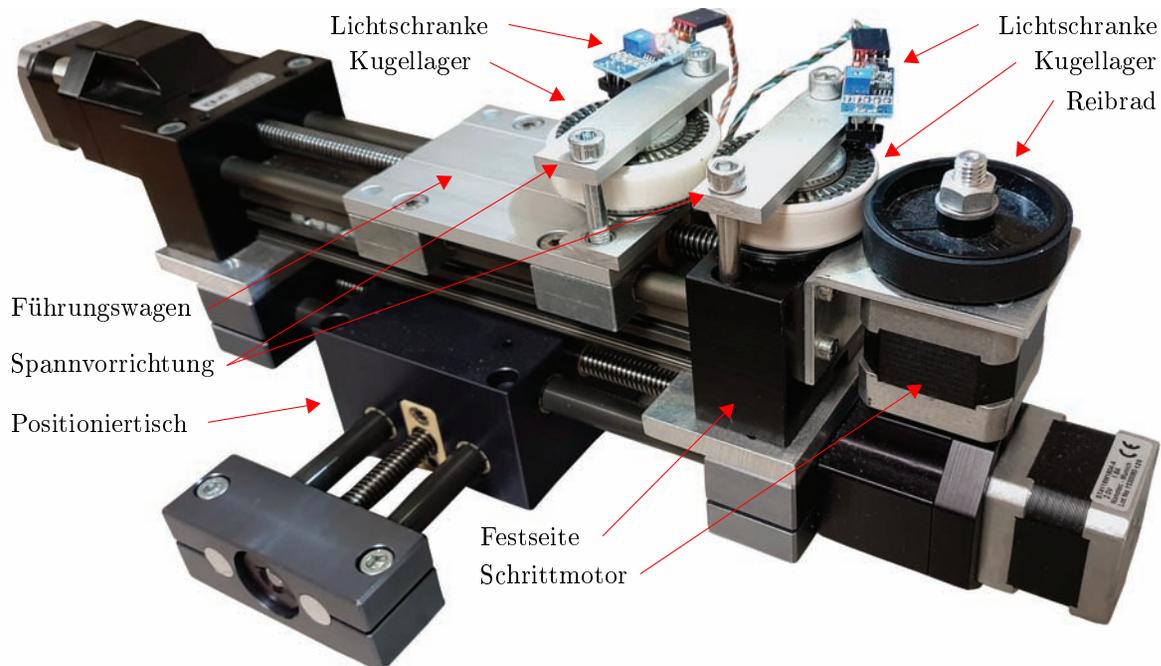


Abbildung 4.4: Abrolldemonstrator zur Ermittlung der Auswirkung der im Druckspalt entstandenen Deformationen auf das Förderverhalten von unter Laborbedingungen gebauten Zylinderbezügen

Als Träger- und Eindringkörper werden Kugellager mit Radien von $23,5\text{mm}$ verwendet, wobei ein Kugellager über ein Reibrad angetrieben wird, das mit einem Schrittmotor gekoppelt wird. Das Eindringlager wird auf dem Führungswagen und das Trägerlager auf der Festseite über Innenringe festgespannt und die Beistellung wird über die Führungswagenposition eingestellt. Die Außenringe der Kugellager werden mit Inkrementstrichen versehen, die mit zwei Reflexions-Lichtschranken gezählt werden (nS_{gz} , nS_{sz}).

Bei Abrollversuchen wird ein Kugellager mit dem Zylinderbezug bezogen und in Rollkontakt mit dem anderen Kugellager gebracht. Da die Kugellager eine glatte Oberfläche aufweisen, aber keine Spannvorrichtung enthalten, sind sie für Zylinderbezüge mit glatter Rückseite besser als für Drucktücher geeignet, die mit dem Abrolldemonstrator beschränkt untersucht werden können, indem die Drucktuchproben auf das Kugellager aufgeklebt werden. Um das Förderverhalten bei steigender Beistellung zu ermitteln, werden die Versuche bei mehreren Beistellungsstufen durchgeführt und vor jeder Beistellungsänderung wird das Drehverhältnis der gekoppelten Kugellager anhand der erfassten Inkrementstriche ermittelt.

Das Förderverhalten des Zylinderbezuges β_s ergibt sich aus der Differenz des Drehverhältnisses der Kugellager $\frac{nS_{sz,s}}{nS_{gz,s}}$ bei einer Beistellung und des ermittelten Drehverhältnisses bei der Nullstellung $\frac{nS_{sz,0}}{nS_{gz,0}}$ zu $\beta_s = \frac{nS_{sz,s}}{nS_{gz,s}} - \frac{nS_{sz,0}}{nS_{gz,0}}$. Durch die Differenzierung wird das Förderverhalten relativ zum geometrischen, bei der Nullstellung ermittelten Übersetzungsverhältnis unabhängig vom Radienunterschied der Kugellager errechnet. Aus der Korrelation des Förderverhaltens β_s und der steigenden Beistellung s wird die

Förderkennlinie erstellt (Abb. 4.5), die das Förderverhalten des untersuchten Zylinderbezugs abbildet.

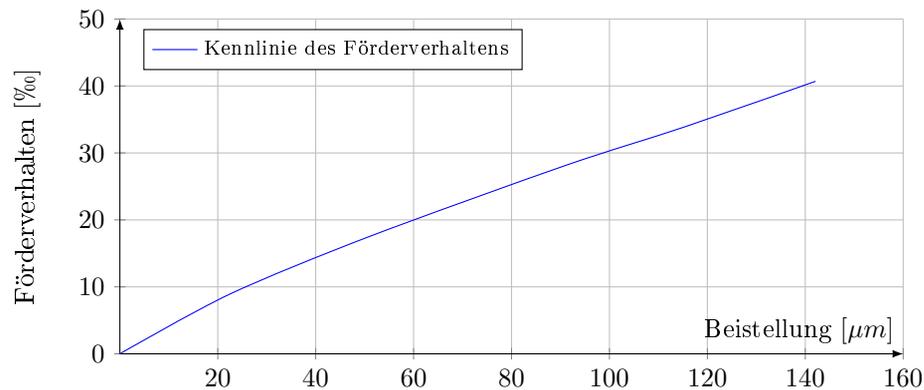


Abbildung 4.5: Kennlinie des Förderverhaltens eines Zylinderbezuges

Durch die Nachgiebigkeit der Einpress- und Spannvorrichtung sowie durch das Achsspiel der Linearführung findet eine Abweichung der tatsächlichen Position der Kugellager von der gerechneten Position statt, sodass die Beistellung nicht direkt gemessen, sondern nachträglich über die vor jeder Beistellungsänderung aufgenommenen Mikroaufnahmen, wie in Kapitel 5.1.5 auf Seite 76 beschrieben, ermittelt wird.

4.2 Abrollprüfstand

Der Abrollprüfstand für die experimentelle Ermittlung der Fördereigenschaften von ein- oder mehrschichtigen Zylinderbezügen wird von der Firma Wifag GmbH der Hochschule der Medien in Stuttgart zur Verfügung gestellt. Im ursprünglichen Zustand besteht der Prüfstand aus zwei in einem Stahlgestell gelagerten Zylindern, die über eine Verstellerschraube an- und abgestellt werden. Um Abrollversuche systematisch durchzuführen und reproduzierbare Messergebnisse zu erzielen, wird der Abrollprüfstand automatisiert.

Das Kernstück des Prüfstandes bilden zwei Zylinder, die den Drucktuch- $r_{zk} = 98,01\text{mm}$ und den Gegendruck- oder den Plattenzylinder $r_{sz} = 100\text{mm}$ eines Offsetdruckwerks simulieren. Da der Abrollprüfstand aus zwei Rotationspartnern besteht, wird dieser auch für verschiedene Abrollversuche mit unterschiedlichen Zylinderbezügen verwendet. Beide Zylinder sind mit Kugellagern gelagert, wobei sich der Drucktuchzylinder direkt in mit Querverstrebungen verbundenen Seitenteilen des Prüfstandgestelles befindet und der Gegendruckzylinder in einem Schwenkrahmen gelagert wird. Durch die variierbare Winkelposition des Schwenkrahmens wird die Beistellung des Gegendruck- zum Drucktuchzylinder eingestellt.

Der Drucktuchzylinder ist mit einer Spannvorrichtung ausgestattet, mit denen verschiedene aufspannbare Zylinderbezüge befestigt werden. Im Rahmen einer Bachelorarbeit [139] und durch eine Zusammenarbeit mit der Bosch Rexroth AG wird ein Zylinderantrieb mit der entsprechenden Antriebssteuerung eingebaut und mit dem Drucktuchzylinder gekoppelt. Der Gegendruckzylinder wird durch die kraftschlüssige Kopplung mit dem antreibenden Drucktuchzylinder in Drehbewegung versetzt. Nicht aufspannbare Zylinderbezüge können auf beiden Zylindern geklebt werden, sodass Fördereigenschaften von Flexodruckplatten und Offset-Lackplatten sowie von anderen aufklebbaren Zylinderbezügen ermittelt werden können.

Der Gegendruckzylinder ist mit zwei Radialkraftaufnehmern ausgestattet, die in Form von zwei Messzapfen als Zylinderachse dienen und mit deren Hilfe die gesamte Radialkraft im Druckspalt gemessen wird. Beide Zylinder sind mit jeweils einem auf dem Wirbelstromprinzip basierenden Beschleunigungsaufneh-

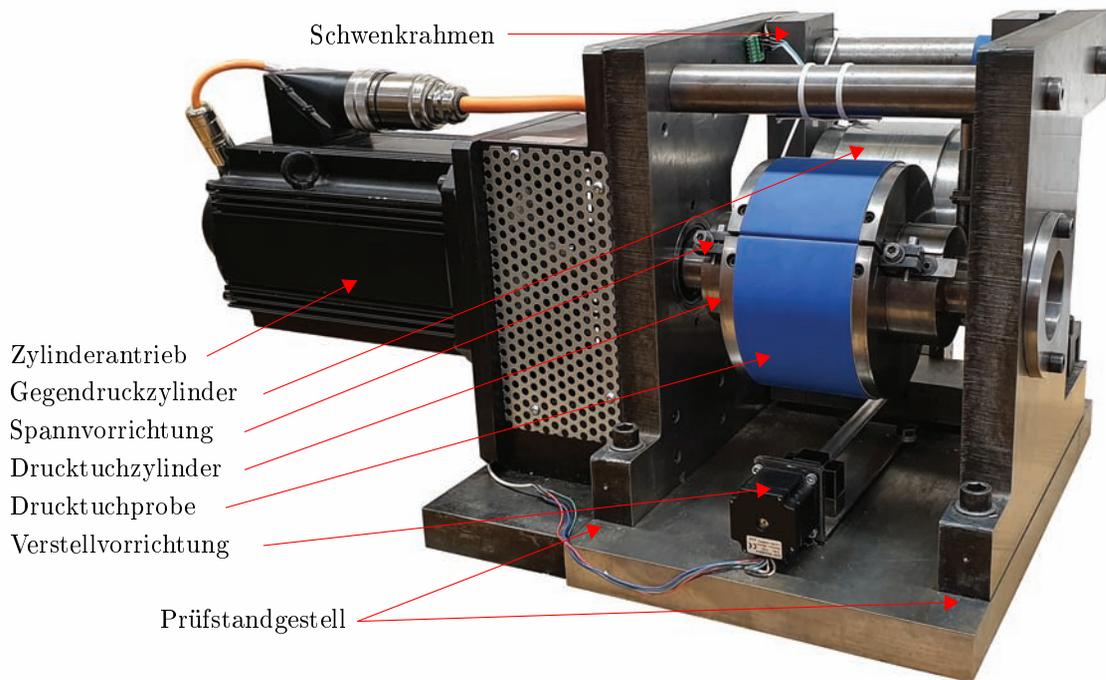


Abbildung 4.6: Abrollprüfstand zur experimentellen Ermittlung der Fördereigenschaften von Drucktüchern, Flexodruckplatten und anderen ein- oder mehrschichtigen Zylinderbezügen

mer ausgestattet, mit deren Hilfe die Drehfrequenzen ermittelt werden. An beiden Zylindern befindet sich jeweils eine Metalltasche, die beim Durchlaufen unter dem Beschleunigungsaufnehmer ein Signal auslöst, das seitens des nachträglich eingebauten Mikrocontrollers aufgezeichnet wird. Die Temperatur der Zylinderbezugsfläche wird mit einem berührungslosen Temperaturmesssensor kontinuierlich erfasst.

Um die Zylinderbeistellung während der Abrollversuche zu messen, wird ein berührungsloses Wegmesssystem auf Wirbelstrombasis am Prüfstandgestell montiert. Unter Annahme, dass die Lagerung des Drucktuchzylinders infolge der Radiallast nicht nachgibt, wird die Zylinderbeistellung anhand der radialen Position des Gegendruckzylinders relativ zum Prüfstandgestell ermittelt. Durch die Spannvorrichtung bedingt wird der Wirbelstromsensor nicht auf der Verbindungslinie der Zylinderachsen montiert, sondern unter einem Winkel versetzt, und die entstandene Diskrepanz zwischen dem gemessenen und dem zurückgelegten Verfahrensweg des Gegendruckzylinders wird durch die Linearisierung des Sensors behoben.

Um die Zylinderbeistellung präzise, automatisch und wiederholbar einzustellen, wird die ursprünglich manuelle Positionierung des Schwenkrahmens, der den Gegendruckzylinder trägt, über der Verstellschraube mit einer spielfreien Linearführung ersetzt. Die Vorschubauflösung des Schwenkrahmens von $0,625 \frac{\mu\text{m}}{\text{ms}}$ ergibt sich als Quotient der Steigung der Gewindespindel von $2.000 \mu\text{m}$ und der Maximalauflösung des Schrittmotors von 3.200ms Mikroschritte pro Vollumdrehung. Da der Gegendruckzylinder in der Mitte des Schwenkrahmens befestigt ist und die Einstellung über die Querstrebe an der Unterseite erfolgt, wird die Vorschubauflösung verdoppelt und beträgt $\approx 0,3125 \frac{\mu\text{m}}{\text{ms}}$. Infolge der Schwenkung wird der Schwenkrahmen sowohl waagrecht als auch senkrecht bewegt, sodass die Kopplung der Gewindespindel und des Schwenkrahmens über eine Schwenkhalterung erfolgt, die den entstandenen Hebeleffekt abbildert.

Im ursprünglichen Zustand werden Drehbeschleunigung, Drehfrequenz und Drehzeit des Drucktuchzylinders über den Zylinderantrieb gesteuert, was nachträglich auf den Mikrocontroller umgestellt wird, über den die ganze Prüfstandsteuerung erfolgt. Das Antriebsmoment wird aus der Antriebssteuerung mit dem

Mikrocontroller ausgelesen, mit dem auch Messsignale vom Radialkraftaufnehmer, Näherungssensor und Temperaturmesser über einen 16-Bit-Spannungsmesser im Messbereich von 0 bis 6V erfasst werden.

Bei allen Messsensoren erfolgt die Einstellung der Ausgangsspannung mithilfe eines eingebauten Potentiometers, mit dem die Beschleunigungsaufnehmer nicht ausgestattet sind. Die Spannung der Ausgangssignale $U_a = 24V$ der Beschleunigungsaufnehmer ist gleich der Versorgungsspannung von $U_e = 24V$, sodass sie auf eine für Triggereingänge der Mikrocontroller-Karte geeignete Spannung von $U_t = 5V$ reduziert wird. Dafür werden zwei gleiche Spannungsteiler gebaut, indem zwei ohmsche Widerstände von $R_1 = 19k\Omega$ und $R_2 = 5k\Omega$ in Reihenschaltung gekoppelt werden $U_t = U_a \frac{R_2}{R_1+R_2}$ und mit entsprechender Verdrahtung wird die Ausgangsspannung von $U_a = 24V$ auf eine Stromspannung von $U_t = 5V$ reduziert.

4.2.1 Kalibrierung des Radialkraftaufnehmers

Bei der Ermittlung des Kalibrierungsfaktors $k = \frac{F_N}{F_V}$ wird der Gegendruckzylinder mit einer Radialkraft F_N belastet und die Ausgangsspannung am Radialkraftaufnehmer F_V wird gemessen. Um die Radialkraft hervorzurufen, wird das Gewicht der vorgewogenen Gewichte mithilfe einer Umlenkvorrichtung über ein Kugellager in eine waagerechte Zugkraft umgelenkt und über ein Spannband auf den Zylinder übertragen.

Wie in experimentellen Vorversuchen abgeschätzt, wird die maximale Radialkraft bei untersuchten Zylinderbezügen einen Maximalwert von 2.500N nicht übersteigen. Der Radialkraftaufnehmer wird bis zu einer Kraft von 907,3N kalibriert, die einem Gewicht von 92,49kg entspricht und der Rest des Messbereiches von 907,3N bis 2.500N wird durch Extrapolation der Messkurve errechnet (Abb. 4.7).

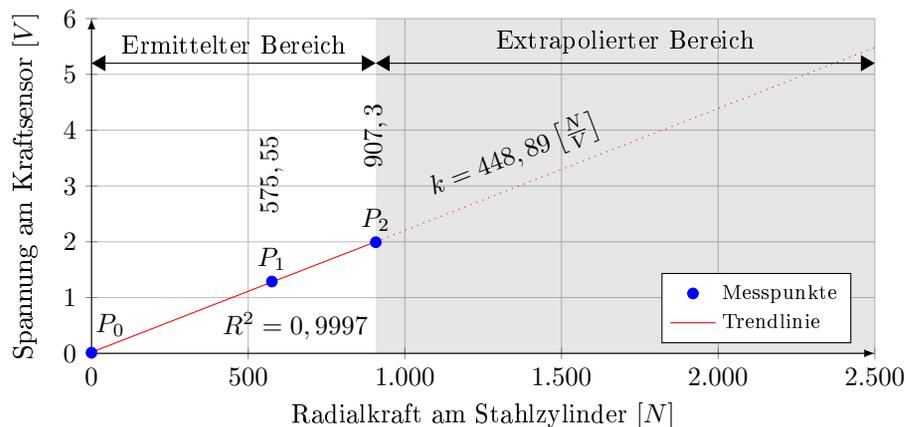


Abbildung 4.7: Kalibrierung des Radialkraftaufnehmers am Stahlzylinder

Beim Kalibrierungsvorgang wird zuerst beim unbelasteten Stahlzylinder $F_{N,min} = 0N$ die Ausgangsspannung am Sensorverstärker auf einen möglichst kleinen Spannungswert eingestellt $F_{V,min} \gtrsim 0V$ (Nullpunkt, Messpunkt P_0). Der Zylinder wird danach mit maximaler Zugkraft von $F_{N,max} = 907,3N$ belastet und die Ausgangsspannung wird mithilfe des manuellen Einstellpotentiometers auf $F_{V,max} \approx 2V$ eingestellt (Verstärkung, Messpunkt P_2), die sich aus der maximalen vorgesehenen Radialkraft von 2.500N und der maximalen gezielten Stromspannung am Spannungssensor von 5,5V ergibt $F_{V,max} \approx \frac{907,3N}{2.500N} 5,5V$. Aus der eingestellten Ausgangsspannung von 2,02V bei der Radiallast von 907,3 ergibt sich der Kalibrierungsfaktor als Kehrwert der Steigung der gewonnenen Gerade $\overline{P_0P_2}$ zu $k = \frac{907,3N}{2,02V} = 448,89 \frac{N}{V}$.

Beim eingebauten Radialkraftaufnehmer besteht keine Linearisierungsoption, sodass die Linearität nur rechnerisch beeinflusst und experimentell geprüft werden kann. Der Stahlzylinder wird mit einer Radial-

4.2. Abrollprüfstand

kraft von 477,45N belastet und bei der gemessenen Ausgangsspannung von 1,0434V (Linearität, Punkt P_1) ergibt sich das Bestimmtheitsmaß der Linearität zu $R^2 = 0,9997$ im Messbereich von 0 bis 907,3N.

Um den Kalibrierungsfaktor und die Linearität sowie die Wiederholbarkeit des Radialkraftaufnehmers zu prüfen und die Messunsicherheit zu ermitteln, wird der Kalibrierungsvorgang mit $m = 6$ stufenweise steigenden Zugkräften $F_{N,m}$ in $n = 5$ Messreihen durchgeführt (Abb. 4.8). Bei jedem Messpunkt m wird die Ausgangsspannung am Radialkraftaufnehmer erfasst $F_{V,m,n}$ und aus den in n Messreihen gewonnenen Messwerten werden die mittleren Ausgangsspannungen $\overline{F_{V_m}}$ errechnet (Tabelle 4.1). Anhand der bekannten Zugkräfte $F_{N,m}$ und der errechneten mittleren Ausgangsspannungen $\overline{F_{V_m}}$ wird die mittlere Spannungssteigung $\Delta\overline{F_{V_m}}$ pro Newton bei jedem Messpunkt errechnet, woraus sich der Kalibrierungsfaktor $k_m = \frac{F_{N,m}}{F_{V_m}} = \frac{1}{\Delta\overline{F_{V_m}}}$ als Kehrwert der Spannungssteigung bei jeder Zugkraft ergibt.

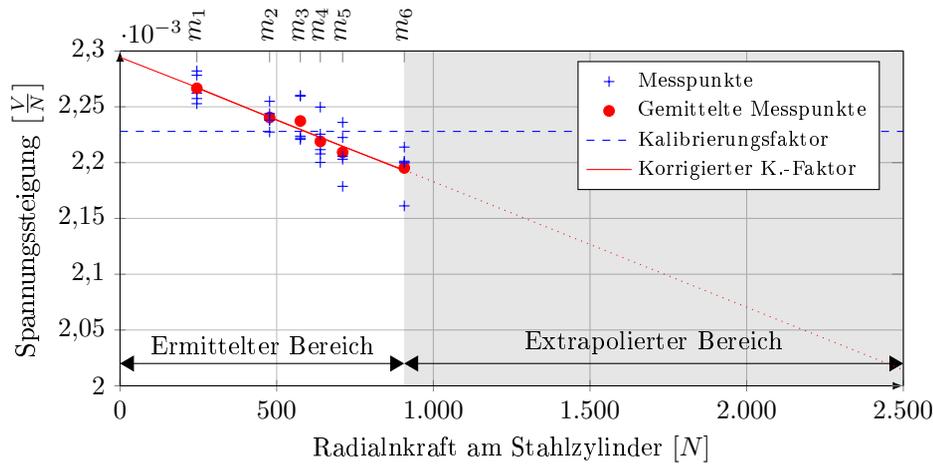


Abbildung 4.8: Ermittlung des Messfehlers bei der Kalibrierung der Radialkraftaufnehmer und Prüfung der Linearität des Kraftsensors

Unter der Annahme, dass die Messwerte $F_{V,m,n}$ bei einer Zugkraft um den errechneten Mittelwert $\overline{F_{V_m}}$ normal verteilt sind, wird die empirische Standardabweichung $\sigma_{F_{V,m}}$ aus den erfassten Ausgangsspannungen bei jedem Messpunkt errechnet und daraus die Messunsicherheit $\Delta F_{N,m} = \pm t \frac{\sigma_{F_{V,m}}}{\sqrt{n}} k_m$ bei jeder Zugkraft bestimmt (Student-Faktor t für 5 Messungen im zweiseitigen Vertrauensbereich mit der Wahrscheinlichkeit von 95% beträgt 2,571) und mithilfe des Kalibrierungsfaktors k_m in Newton umgerechnet.

Messpunkt	Zugkraft	Ausgangs.-S.	Ausgangs.-S.	Ausgangs.-S.	Ausgangs.-S.	Ausgangs.-S.	Mittlere S.	S.-Steigung	K.-Faktor	Stand.-Abw.	Messunsich.
m	$F_{N,m}$ [N]	$F_{V_{m,1}}$ [V]	$F_{V_{m,2}}$ [V]	$F_{V_{m,3}}$ [V]	$F_{V_{m,4}}$ [V]	$F_{V_{m,5}}$ [V]	$\overline{F_{V_m}}$ [V]	$\Delta\overline{F_{V_m}}$ [$\frac{V}{N}$]	k_m [$\frac{N}{V}$]	$\sigma_{F_{V,m}}$ [V]	$\Delta F_{N,m}$ [N]
0	0,00	0,0118	0,0129	0,0112	0,0120	0,0114	0,0119	0	0	0	0
1	245,25	0,5548	0,5536	0,5525	0,5597	0,5587	0,5559	0,002267	441,1955	0,0032	1,6119
2	477,45	1,0686	1,0714	1,0766	1,0686	1,0635	1,0697	0,002240	446,3326	0,0048	2,4577
3	575,55	1,2799	1,3005	1,2789	1,3009	1,2782	1,2877	0,002237	446,9694	0,0119	6,1126
4	639,32	1,4139	1,4228	1,4115	1,4383	1,4066	1,4186	0,002219	450,6560	0,0125	6,4594
5	710,49	1,5653	1,5791	1,5671	1,5887	1,5480	1,5696	0,002209	452,6493	0,0154	8,0019
6	907,30	1,9959	1,9959	2,0087	1,9973	1,9609	1,9917	0,002195	455,5301	0,0181	9,4614

Tabelle 4.1: Erfasste Messdaten zur Ermittlung des Kalibrierungsfaktors und zur Überprüfung der Linearität und der Wiederholbarkeit des Radialkraftaufnehmers

Sowohl der Kalibrierungsfaktor als auch die empirische Standardabweichung werden mit steigender Radialkraft größer, sodass die Messunsicherheit bei der maximal ermittelten Radiallast von $907,3N$ einen Wert von $\Delta F = \pm 9,46N$ bzw. 1% erreicht. Dass die zunehmende Streuung der erfassten Ausgangsspannungen bei zunehmender Zugkraft nicht infolge der Kraftumlenkung entsteht, kann dabei nicht ausgeschlossen werden. Da die Schwankung der Radiallast infolge der Schwingungen und der Unrundheit der Zylinder bei Abrollversuchen mehrfach größer als die Messunsicherheit ist, wird auf eine rechnerische Linearisierung des Radialkraftaufnehmers und auf eine Korrektur des Kalibrierungsfaktors verzichtet.

4.2.2 Kalibrierung des Näherungssensors

Der Näherungssensor wird kalibriert, um anhand der erfassten Ausgangsspannungen die relative Position des Gegendruckzylinders zum Prüfstandgestell zu bestimmen und daraus die Beistellung in Mikrometern zu errechnen. Bei der Ermittlung des Kalibrierungsfaktors $k = \frac{s_{\mu m}}{s_V}$ wird der Gegendruckzylinder im Messbereich von $1.000\mu m$ verfahren, während die Ausgangsspannung am Näherungssensor s_V erfasst und der Verfahrensweg mit einer Messuhr gemessen wird. Die Messgenauigkeit der Messuhr beträgt $1\mu m$ im Bereich von 0 bis $1.000\mu m$, der mit dem Messbereich des Näherungssensors übereinstimmt, wobei der Grundabstand des Abstandssensors $100\mu m$, die Auflösung $0,05\mu m$ und die Linearität $\leq \pm 2\mu m$ beträgt.

Die Messuhr wird am Prüfstandgestell in der Zylinderachsenhöhe waagrecht befestigt und die Messnadel wird mit der Stahlzylinderoberfläche in Kontakt gebracht, sodass die waagerechte Bewegung des Stahlzylinders zusammen mit dem Schwenkrahmen relativ zum Gestell gemessen wird. Bei der Bestimmung des Messbereichsanfangs wird davon ausgegangen, dass alle Zylinderbezüge eine Maximalstärke von $2.000\mu m$ nicht übersteigen sowie dass die maximale Zylinderbeistellung von $500\mu m$ nicht überschritten wird. Unter Berücksichtigung des maximalen Messbereiches des Näherungssensors von $1.000\mu m$ ergibt sich der minimale Abstand des Gegendruckzylinders vom Stahlkern des Gummizylinders als Differenz der maximalen Probenstärke und der maximalen Zylinderbeistellung zu $1.500\mu m$. Der maximale Zylinderabstand von $2.500\mu m$ ist gleich der Summe des minimalen Zylinderabstandes und des Sensormessbereiches.

Beim Kalibriervorgang wird der Stahlzylinder zuerst in den Messbereichsanfang gestellt, der dem minimalen Zylinderabstand von $1.500\mu m$ entspricht, und sowohl die Ausgangsspannung an der Sensorsteuerung $s_{V,min} \gtrsim 0V$ (Nullpunkt, Messpunkt P_0) als auch die Messuhr werden auf Null gestellt (Abbildung 4.9). Danach wird der Stahlzylinder in Richtung steigenden Zylinderabstands um $1.000\mu m$ verfahren, die dem Messbereichsende und dem maximalen Zylinderabstand von $2.500\mu m$ entspricht, und die Ausgangsspannung wird auf $s_{V,max} \approx 5,6V$ eingestellt (Verstärkung, Messpunkt P_2). Anhand des wahren Wegs des Stahlzylinders von $1.000\mu m$ und der eingestellten Maximalspannung von $5,6V$ wird der Kalibrierungsfaktor als Kehrwert der Steigung der gewonnenen Gerade $\overline{P_0P_2}$ zu $k = \frac{1.000\mu m}{5,6V} = 178,57 \frac{\mu m}{V}$ errechnet.

Der Näherungssensor wird linearisiert, indem der Stahlzylinder in die Messbereichsmittle verfahren wird und die Ausgangsspannung wird mithilfe des Trimpotentiometers für Linearisierung auf die Hälfte der maximalen Ausgangsspannung eingestellt $s_{V_1} \approx 2,8V$ (Linearisierung, Messpunkt P_1). Der Kalibrierungs- und der Linearisierungsvorgang werden wiederholt und die Ausgangsspannungen in den Punkten P_0 , P_1 und P_2 eingestellt, bis eine Gerade $\overline{P_0P_2}$ mit dem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,9999$ erreicht wird.

Um den Kalibrierungsfaktor und die Linearität sowie die Wiederholbarkeit des Näherungssensors zu überprüfen, wird der Gegendruckzylinder ausgegangen vom Messbereichsanfang in 10 Schritten von $\approx 100\mu m$

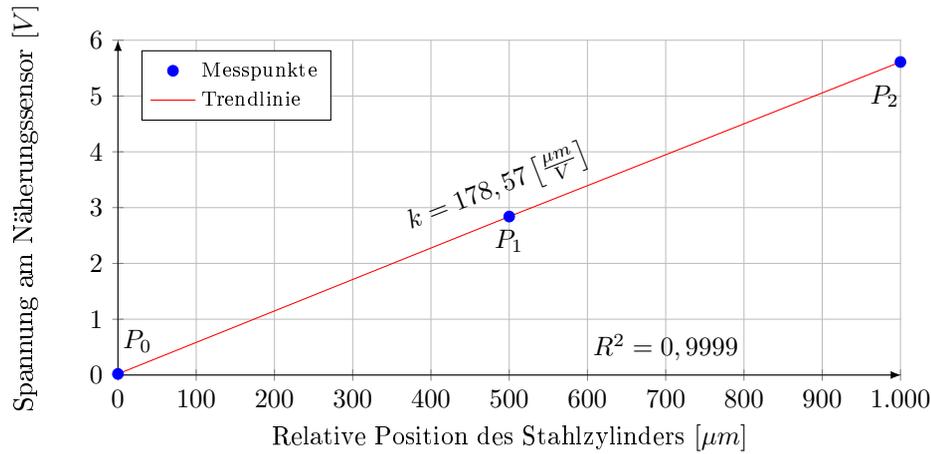


Abbildung 4.9: Kalibrierung und Linearisierung des Näherungssensors am Gegendruckzylinders

im ganzen Messbereich von 0 bis $1000\mu\text{m}$ verfahren. Bei jeder zurückgelegten Strecke s_m werden die Ausgangsspannungen aufgezeichnet, woraus $m = 11$ Spannungsmesswerte $s_{V,m,n}$ in jeder Messreihe $n = 5$ entstehen, aus denen Mittelwerte $\overline{s_{V,m}}$ bei jeder Zylinderposition errechnet werden (Abb. 4.10). Mithilfe der zurückgelegten Strecke $s_{\mu m,m}$ und der errechneten mittleren Ausgangsspannungen $\overline{s_{V,m}}$ wird die mittlere Spannungssteigung $\Delta\overline{s_{V,m}}$ pro $100\mu\text{m}$ bei jedem Messpunkt errechnet, woraus sich der Kalibrierungsfaktor $k_m = \frac{s_{\mu m,m}}{\overline{s_{V,m}}} = \frac{100}{\Delta\overline{s_{V,m}}}$ des Näherungssensors bei jeder Beistellung ergibt (Tabelle 4.2).

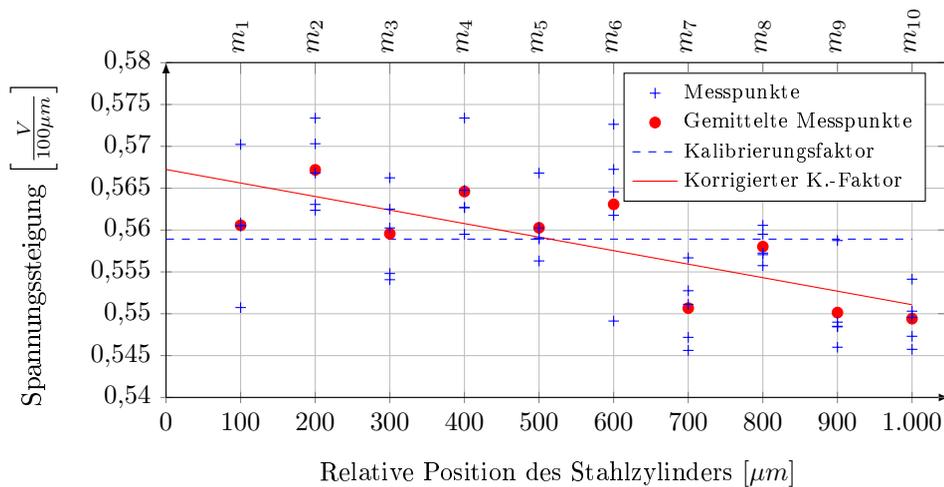


Abbildung 4.10: Ermittlung des Messfehlers bei der Kalibrierung des Näherungssensors und Korrektur des Kalibrierungsfaktors

Um die Messunsicherheit des Näherungssensors zu ermitteln, wird die Spannungssteigung $\Delta\overline{s_{V,m}}$ bei jeder zurückgelegten Strecke des Gegendruckzylinders von $100\mu\text{m}$ anhand der gemittelten Spannungen als $\Delta\overline{s_{V,m}} = \overline{s_{V,m}} - \overline{s_{V,m-1}}$ errechnet. Unter der Annahme, dass die einzelnen Messwerte $s_{m,n}$ bei jedem Messpunkt m um die gemittelte Spannungssteigung $\Delta\overline{s_{V,m}}$ normal verteilt sind (Gauß-Verteilung), wird aus $n = 5$ erfassten Stromspannungen $s_{m,n}$ und dem errechneten Mittelwert $\Delta\overline{s_{V,m}}$ die empirische Standardabweichung bei jeder Zylinderposition errechnet $\sigma_{s_{V,m}}$. Daraus ergibt sich eine Messunsicherheit bei jeder Position des Gegendruckzylinders zu $\Delta s_{\mu m,m} = \pm t \frac{\sigma_{s_{V,m}}}{\sqrt{n}} k_m$, die mithilfe des Kalibrierungskoeffizienten in Mikrometern definiert wird, wobei für $n = 5$ Einzelmessung im zweiseitigen Vertrauensbereich mit der Wahrscheinlichkeit von 95% der Student-Faktor $t = 2,571$ beträgt (Student-t-Verteilung).

Aus den Messergebnissen geht hervor, dass der Kalibrierungsfaktor mit zunehmendem Zylinderabstand

Messpunkt	Zylinder-P.	Ausgangs-S.	Ausgangs-S.	Ausgangs-S.	Ausgangs-S.	Ausgangs-S.	Mittlere S.	S.-Steigung	K.-Faktor	Stand.-Abw.	Messunsich.
m	s_m	$s_{V_{m,1}}$	$s_{V_{m,2}}$	$s_{V_{m,3}}$	$s_{V_{m,4}}$	$s_{V_{m,5}}$	\bar{s}_{V_m}	$\Delta \bar{s}_{V_m}$	k_m	$\sigma_{s_{V,m}}$	$\Delta s_{\mu m,m}$
	$[\mu m]$	$[V]$	$[V]$	$[V]$	$[V]$	$[V]$	$[V]$	$\left[\frac{V}{100\mu m}\right]$	$\left[\frac{\mu m}{V}\right]$	$[V]$	$[\mu m]$
0	0	0,0197	0,0359	0,0183	0,0224	0,0248	0,0242	0	0	0	0
1	100	0,5805	0,5866	0,5788	0,5829	0,5950	0,5848	0,5606	178,39	0,0069	1,41
2	200	1,1436	1,1490	1,1456	1,1563	1,1653	1,1520	0,5672	176,31	0,0047	0,95
3	300	1,7061	1,7092	1,7119	1,7104	1,7201	1,7115	0,5596	178,71	0,0052	1,06
4	400	2,2794	2,2719	2,2766	2,2731	2,2796	2,2761	0,5646	177,12	0,0053	1,07
5	500	2,8385	2,8283	2,8369	2,8399	2,8386	2,8364	0,5603	178,48	0,0039	0,81
6	600	3,4057	3,4009	3,3986	3,3890	3,4031	3,3995	0,5631	177,60	0,0088	1,79
7	700	3,9585	3,9481	3,9553	3,9401	3,9488	3,9501	0,5507	181,60	0,0044	0,92
8	800	4,5142	4,5086	4,5148	4,4972	4,5060	4,5082	0,5580	179,20	0,0020	0,40
9	900	5,0628	5,0571	5,0608	5,0559	5,0550	5,0583	0,5501	181,77	0,0050	1,04
10	1000	5,6085	5,6074	5,6149	5,6055	5,6023	5,6077	0,5494	182,01	0,0032	0,67

Tabelle 4.2: Erfasste Messdaten zur Ermittlung des Kalibrierungsfaktors und zur Prüfung der Linearität und der Wiederholbarkeit des Näherungssensors

größer wird, was auf eine Nichtlinearität hindeutet, sowie darauf, dass keine systematische und vom Zylinderposition abhängige Zu- oder Abnahme der Messunsicherheit stattfindet. Auf eine rechnerische Korrektur des Kalibrierungsfaktors und der Linearität des Näherungssensors wird verzichtet, da dieser Fehler im Vergleich mit den in den folgenden Kapiteln vorgestellten Fehlerquellen vernachlässigbar ist.

4.2.3 Auslenkung des Gegendruckzylinders

Der Gegendruckzylinder wird im Schwenkrahmen mittels zweier Messzapfen gelagert, die gleichzeitig als Radialkraftaufnehmer und Zylinderachse dienen. Die Messzapfen funktionieren nach dem Prinzip von Dehnungsmessstreifen, mit denen die auf den Zylinder wirkende Radialkraft in ein proportionales elektrisches Signal umgewandelt wird. Infolge der Radialkraft findet eine Dehnung der Dehnungsmessstreifen statt, aufgrund dessen eine Auslenkung des Gegendruckzylinders im Schwenkrahmen hervorgerufen wird. Um die Auslenkung zu ermitteln, wird eine Messuhr am Schwenkrahmen befestigt, mit deren Hilfe die relative Position des Zylinders im Rahmen bei zunehmender Radialkraft gemessen wird (Abb. 4.11).

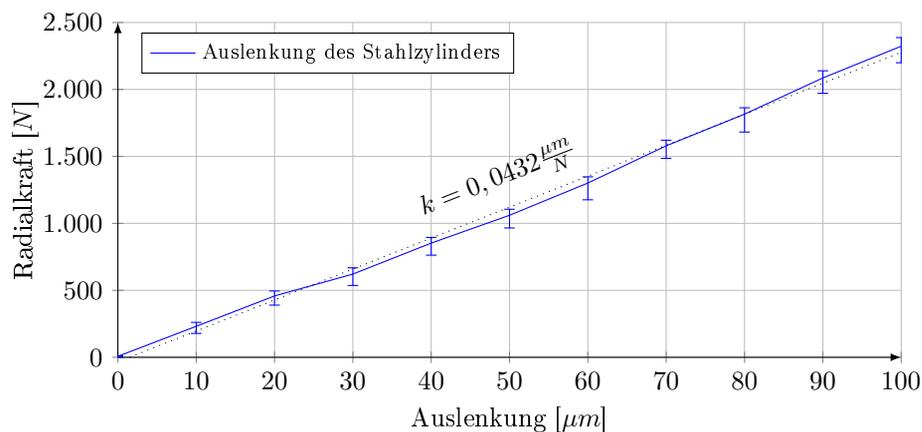


Abbildung 4.11: Auslenkung des Gegendruckzylinders im Schwenkrahmen

Bei steigender Radialkraft nimmt die Auslenkung des Gegendruckzylinders annähernd linear zu und bei der Radiallast von $2.300N$ beträgt die Zylinderauslenkung $\approx 100\mu m$. Demnach kann die radiale Position des Stahlzylinders nur bei einem schwingungsfreien Abrollen, bei schwankungsfreier Radialkraft, bei absolut runden Zylindern und bei der ermittelten Korrelation der Radialkraft und der Auslenkung über die Position des Schwenkrahmens ermittelt werden. Da die Voraussetzungen am Abrollprüfstand nicht erfüllt sind, wird die Zylinderbeistellung berührungslos über die Radialposition des Gegendruckzylinders und somit unabhängig von der entstandenen Zylinderauslenkung und von der Schwenkrahmenlage gemessen.

4.2.4 Unrundheit der Zylinder

Die radiale Position des Gegendruckzylinders zur Bestimmung der Zylinderbeistellung wird mithilfe des Näherungssensors über den Messring $r_{mr} = 95mm$ gemessen. Die Unrundheit des Messringes Δr_{mr} wird ermittelt, indem seine radiale Position bei einer Vollumdrehung erfasst wird. Aus den n erfassten Messpunkten wird der Mittelwert errechnet und ein Profil des Messringes erstellt (Abb. 4.12), aus dem hervorgeht, dass der Radius des Messringes relativ zum arithmetischen Mittelwert um $\Delta r_{mr} = \pm 11\mu m$ abweicht. Das sinusförmige Zylinderprofil deutet auf eine Exzentrizität der Zylinderlagerung hin.

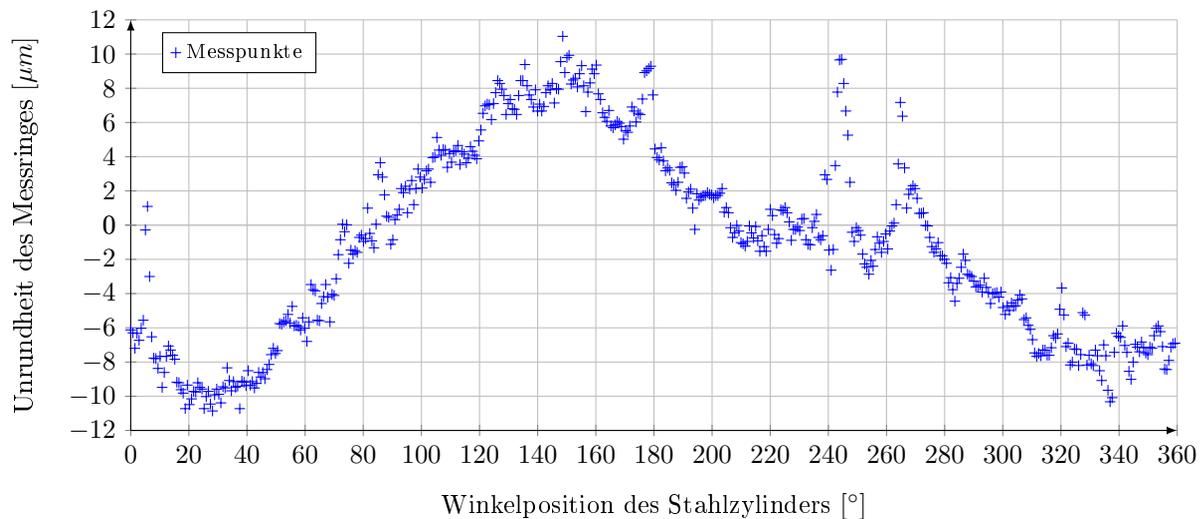


Abbildung 4.12: Profil des Messringes am Stahlzylinder zur Ermittlung der Unrundheit

Die Unrundheit des Gegendruckzylinders und des Zylinderkerns des Drucktuchzylinders wird mithilfe der Präzisionsmessuhren geprüft. Dabei wird der Taster mit der Oberfläche des abrollenden Zylinders in Kontakt gebracht. Währenddessen wird festgestellt, dass der Radius des Gegendruckzylinders um $\Delta r_{sz} = \pm 7\mu m$ und des Stahlkerns des Drucktuchzylinders um $\Delta r_{sk} = \pm 2\mu m$ schwankt, woraus sich die gesamte Schwankung der Zylinderbeistellung als Summe der Unrundheiten beider Zylinder ergibt $\Delta s = \pm 9\mu m$. Bei Abrollversuchen wird eine feste Stahlzylinderposition bei jeder Zylinderbeistellung ermittelt, indem aus mehreren Zylinderumdrehungen und einzelnen Messringpositionen pro Umdrehung ein Mittelwert gebildet wird, wodurch die Unrundheit des Messringes mathematisch beseitigt wird $\Delta r_{mr} = 0$.

Um den Einfluss der über den Zylinderumfang ungleichen Spannkraft des Drucktuches auf die Drucktuchstärke zu ermitteln, wird der Drucktuchzylinder mit einem Drucktuch bespannt und nach 10.000 Überrollungen bei der Zylinderbeistellung von $s \approx 150\mu m$ werden die Schwankungen des Außenradius' des Drucktuchzylinders wie beschrieben gemessen, wobei keine Unrundheit verzeichnet wird $\Delta r_{dt} = 0\mu m$.

Durch die Unrundheit ist der Zylinderradius eine Funktion des Drehwinkels, infolgedessen entstehen

schwankende Fördereigenschaften des Zylinders durch unterschiedliche Tangentialgeschwindigkeiten der Zylindermantelpunkte und durch schwankende Zylinderbeistellung. Zusätzlich findet dadurch eine Verschiebung des Volumenschwerpunktes von der Zylinderdrehachse statt, sodass eine Schwankung der Radialkraft im Druckspalt hervorgerufen und eine Schwingung der Zylinder im Rollkontakt angeregt wird.

4.2.5 Schwebung des Druckspalts

Bei rotierenden Zylindern werden die Unrundheiten in regelmäßigen Abständen wiederholt (Vollumdrehung), sodass sie mit zwei periodischen und infolge der kraftschlüssigen Zylinderkopplung interferierenden Funktionen beschrieben werden können. Dabei werden die Amplituden der Funktionen als Extremwerte der Unrundheiten der Zylinder definiert ($\pm\Delta r_{sk}$, $\pm\Delta r_{sz}$) und da die Funktionsperioden den Zylinderumdrehungen entsprechen, sind die Funktionsfrequenzen gleich den Zylinderdrehfrequenzen (n_{sk} , n_{sz}). Unter der Annahme, dass die Zylinderunrundheiten des Drucktuchzylinders $\Delta r_{sk} = \pm 2\mu\text{m}$ und des Gegendruckzylinders $\Delta r_{sz} = \pm 7\mu\text{m}$ über den Zylinderumfang ($\gamma = 0 \rightarrow 2\pi$) sinusförmig verteilt sind $\Delta r_\gamma = \sin(\gamma)\Delta r$, können sie mit den Sinusfunktionen $f_{r,sk}$ und $f_{r,sz}$ definiert werden (Abb. 4.13).

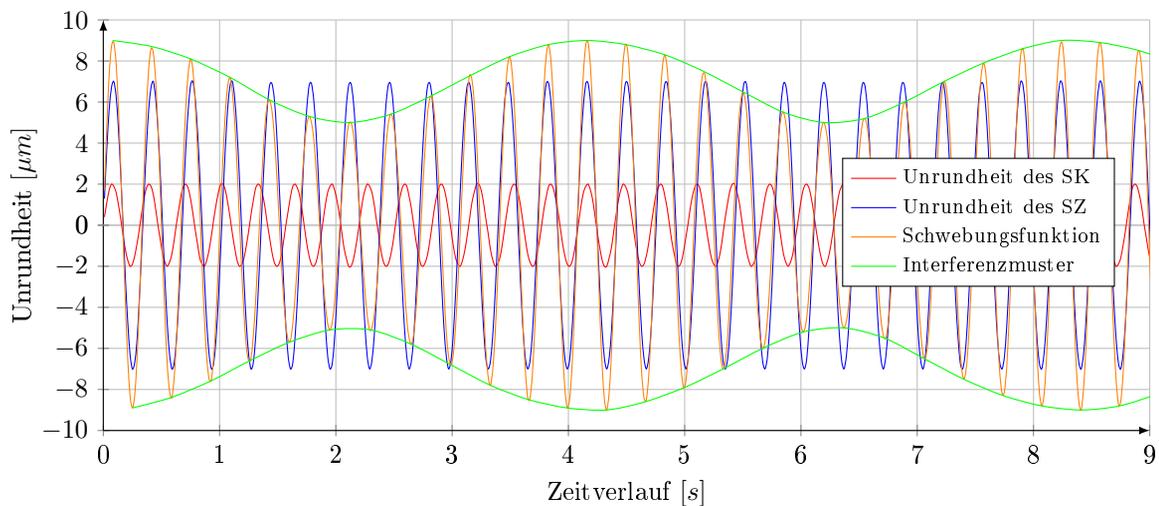


Abbildung 4.13: Schwebung des Druckspalts infolge der additiven Überlagerung der Unrundheiten des gekoppelten Stahlkerns des Drucktuchzylinders sowie des Stahlzylinders

Die Funktionen $f_{r,sk}$ und $f_{r,sz}$ weisen unterschiedliche Amplituden ($\Delta r_{sk} \neq \Delta r_{sz}$), aber ähnliche Perioden ($n_{sk} \approx n_{sz}$) auf, infolgedessen resultieren sie durch die Interferenz eine unreine Schwebungsfunktion f_r . Die neue Summenfunktion f_r wird durch die additive Überlagerung zweier interferierender Funktionen nach dem Superpositionsprinzip errechnet $f_r = f_{r,sk} + f_{r,sz}$, sodass für vorzeichenrichtige Auslenkung der Schwebungsfunktion $f_{r,t}$ in einem bestimmten Zeitpunkt t folgender Zusammenhang aufgestellt wird:

$$f_{r,t} = \sin(2\pi t n_{sk}) \Delta r_{sk} + \sin(2\pi t n_{sz}) \Delta r_{sz} \quad (4.4)$$

Durch die unreine Schwebung ($\Delta r_{sk} \neq \Delta r_{sz}$ und $n_{sk} \neq n_{sz}$) findet sowohl eine gegenseitige Verstärkung (konstruktive Interferenz) als auch eine Abschwächung der Amplituden (destruktive Interferenz) der Eingangsfunktionen im Zeitverlauf periodisch statt, die von den Zylinderwinkellagen (γ_{sk} und γ_{sz}) abhängt und als Interferenzmuster bezeichnet wird. Die Frequenz der resultierenden Überlagerungsfunktion f_r ergibt sich als der arithmetische Mittelwert der Drehfrequenzen der Zylinder zu $n_f = \frac{n_{sk} + n_{sz}}{2}$ und die Schwebungsfrequenz (doppelte Frequenz der Einhüllenden $n_{f,s} = \frac{|n_{sk} - n_{sz}|}{2}$) wird zu $n_{f,r} = |n_{sk} - n_{sz}| = 2n_{f,s} \ll n_f$ errechnet. Mit steigender Differenz der Zylinderdrehfrequenzen

4.2. Abrollprüfstand

nimmt die Schwebungsfrequenz zu und bei gleichen Drehfrequenzen $n_{sk} = n_{sz}$ ist sie gleich Null. Bei konstanten Zylinderdrehfrequenzen tritt keine Frequenzverschiebung der Schwebungsfunktion auf, sodass das Förderverhalten vom Zylinder auch anhand der Schwebungsfrequenz ermittelt werden können.

Um die Schwebung des Druckspalts am Abrollprüfstand experimentell zu ermitteln, werden Abrollversuche mit einem sehr positiven Zylinderbezug ($n_{gz} < n_{sz}$) bei der Beistellung von $\approx 200\mu\text{m}$ und einer Drehfrequenz von 9Hz durchgeführt. Aus den Messergebnissen (Abb. 4.14) geht ein Interferenzmuster sowohl der relativen Radialposition des Stahlzylinders als auch der Radialkraft im Druckspalt hervor, die auf die Unrundheiten der Zylinder zurückzuführen ist und auf der Schwebung des Druckspalts beruht. Da die Position des Gegendruckzylinders über den Messring und die Radialkraft an der Stahlzylinderachse gemessen wird, weisen die Messkurven gleiche Periodenlängen und eine konstante Phasenverschiebung auf, die infolge der unterschiedlichen Unrundheiten des Messringes und des Stahlzylinders entsteht.

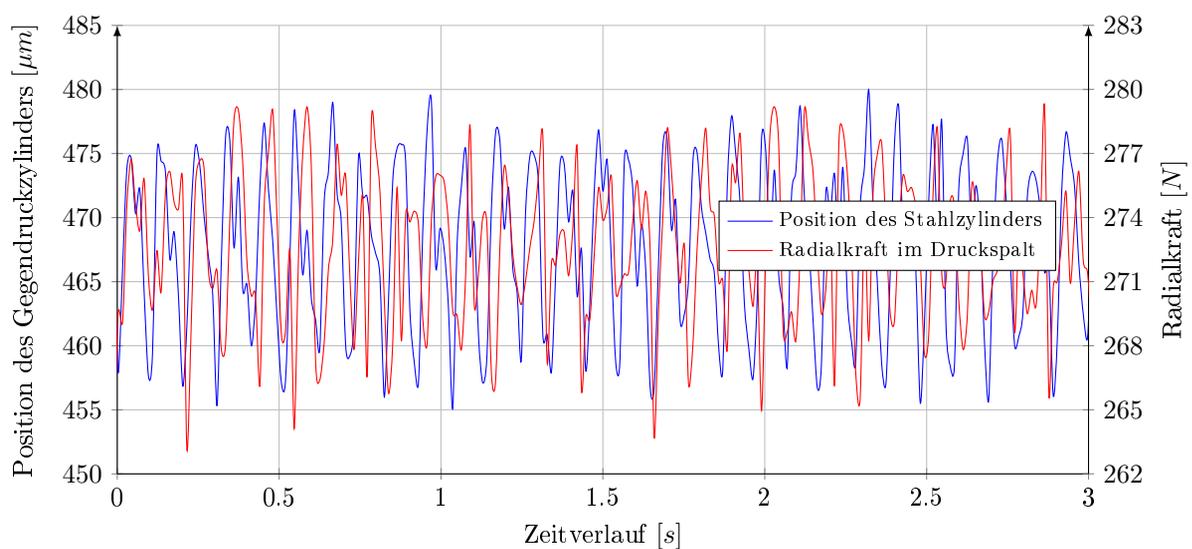


Abbildung 4.14: Ermittlung der Schwebung des Druckspalts am Abrollprüfstand

Die Schwebungsfunktion beschreibt die durch die Zylinderunrundheiten hervorgerufenen Schwankungen des Druckspalts $\Delta s_t = f_{r,t}$, aufgrund derer die untersuchten Zylinderbezüge bei Abrollversuchen eine vom Zeitpunkt bzw. von den Zylinderwinkellagen abhängige Beistellung $s_{(t)} = s + \Delta s_t$ erfahren. Durch die entstandene Schwebung des Druckspalts werden Schwankungen der Fördereigenschaften des Drucktuchzylinders innerhalb einer Schwebungsperiode erzeugt, die durch längere Laufzeiten der Abrollversuche gemittelt und minimiert werden, da sie um die mittlere Zylinderbeistellung symmetrisch verteilt sind.

4.2.6 Schwingung des Gegendruckzylinders

Beim Rollkontakt des Gegendruck- und des Drucktuchzylinders werden Schwingungen des Gegendruckzylinders angeregt, die zum einen durch die Radialkraftänderung im Spankanal und zum anderen durch die Verschiebung der Schwerachsen infolge der Unrundheiten entstehen. Die Schwingungen werden durch die von der Radialkraft abhängige Auslenkung des Stahlzylinders im Schwenkrahmen verstärkt.

Um die Schwingungen des Gegendruckzylinders zu ermitteln, werden Abrollversuche mit dem gleichen Zylinderbezug wie im vorhergehenden Kapitel 4.2.5 bei der Zylinderbeistellung von $\approx 200\mu\text{m}$ und bei unterschiedlichen Drehgeschwindigkeiten (von 1Hz bis 9Hz) durchgeführt. In den Messergebnissen (Abb. 4.15) wird dabei keine systematische Abhängigkeit der Schwingungsamplitude des Gegendruckzylinders

und der Zylinderdrehfrequenz festgestellt. Die verzeichnete Schwankung der Relativposition des Stahlzylinders von $\approx \pm 11$ im Bereich von 456 bis $478\mu\text{m}$ stimmt bei jeder Drehfrequenz mit der Unrundheit des Messringes von $\Delta r_{mr} = \pm 11\mu\text{m}$ (Kapitel 4.2.4) überein, woraus hervorgeht, dass diese Schwankung nicht auf die Schwingung, sondern auf die Unrundheit des Gegendruckzylinders zurückzuführen ist.

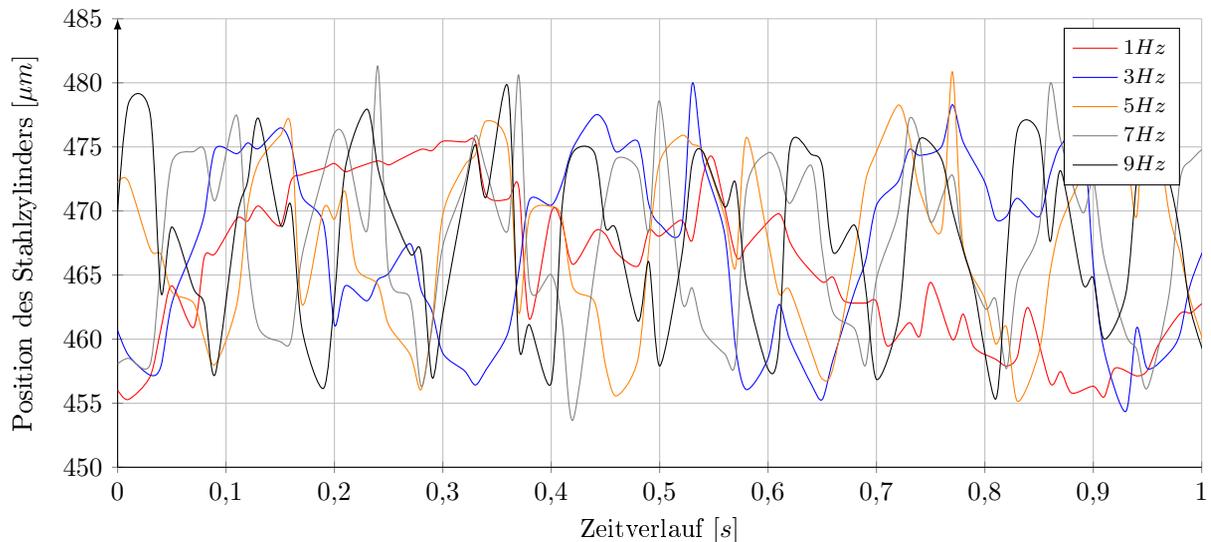


Abbildung 4.15: Ermittlung der Schwingungen des Gegendruckzylinders bei steigender Drehfrequenz

Bei allen untersuchten Drehgeschwindigkeiten liegt das Förderverhalten dieses Zylinderbezugs in den Grenzen der in Kapitel 4.2.7 ermittelten Wiederholbarkeit des Abrollprüfstandes, sodass die entstandenen Schwingungen des Stahlzylinders keinen wesentlichen Einfluss auf die Zylinderbeistellung und auf das Förderverhalten aufweisen. Durch den arithmetischen Mittelwert aller während einer Beistellungsstufe bei mehreren Zylinderumdrehungen in einem längeren Zeitraum erfassten Zylinderpositionen werden alle Unrundheiten und Schwingungen beider Zylinder bei der Datenauswertung rechnerisch beseitigt.

4.2.7 Wiederholbarkeit der Messergebnisse

Um die statistische Unsicherheit der Messergebnisse am Abrollprüfstand zu ermitteln, werden mehrere unabhängige Abrollversuche unter gleichen Untersuchungsbedingungen mit gleichem Zylinderbezug durchgeführt. Die größte statistische Abweichung der Fördereigenschaften entsteht im Beistellungsbereich von über $140\mu\text{m}$, in dem die einzelnen Förderkennlinien absolut betrachtet um maximal $0,0556\%$ oder relativ ausgedrückt um $\approx 10\%$ voneinander abweichen (Abbildung 4.16). Anhand der Messergebnisse wird die empirische Standardabweichung in diesem Beistellungsbereich zu $\sigma = \pm 0,0253\%$ errechnet, woraus sich für $n = 5$ Messungen, bei einem Vertrauensniveau von 95% und dem Student-Faktor von $t = 2,571$ ein Vertrauensbereich mit Vertrauensgrenzen von $\Delta\beta = \pm t \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = \pm 0,0291\%$ ergibt (Absolutwerte).

Mit steigender Anzahl der Messungen nimmt die statistische Messunsicherheit ab, aber die Ausführungszeit der Abrollversuche steigt. Bei 55 Drucktüchern, 5 verschiedenen Flexodruckplatten mit 4 unterschiedlichen Klebebändern ergeben sich 75 Zylinderbezüge, sodass die Vorbereitungs- und die Ausführungszeiten von großer Bedeutung sind. Bei der Ermittlung der Fördereigenschaften werden 3 Abrollversuche mit jedem Zylinderbezug durchgeführt und aus den gewonnenen Messdaten werden Mittelwerte gebildet.

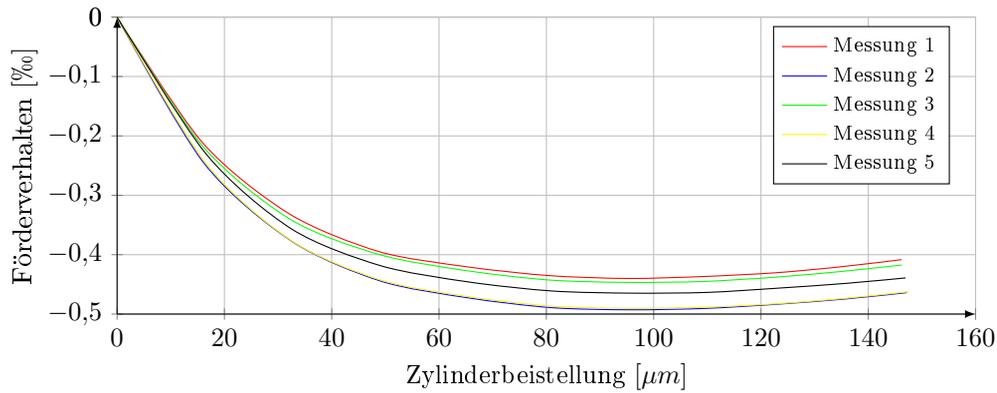


Abbildung 4.16: Ermittlung der Wiederholbarkeit am Abrollprüfstand

4.2.8 Validierung der Messergebnisse

Die Validierung der Messergebnisse – ein Gütekriterium des Messgerätes – wird geprüft, indem die Förderigenschaften von vier gleichen Drucktuchproben an zwei verschiedenen Abrollprüfständen unabhängig ermittelt und miteinander verglichen werden. Der erste Abrollprüfstand (APS 1) wird in der vorliegenden Arbeit beschrieben, der zweite Prüfstand (APS 2) wird aus Wettbewerbsgründen nicht vorgestellt. Aus den bei 10Hz durchgeführten Vergleichsversuchen geht hervor, dass die Messergebnisse (Abb. 4.17) approximativ um das Zehnfache voneinander abweichen sowie dass die Neigung des Förderverhaltens übereinstimmt. Der erste Abrollprüfstand weist kleinere Zylinderradien auf, womit die Abweichung erklärt werden kann, eine eindeutige Bestätigung geht aus den Vergleichsversuchen jedoch nicht hervor.

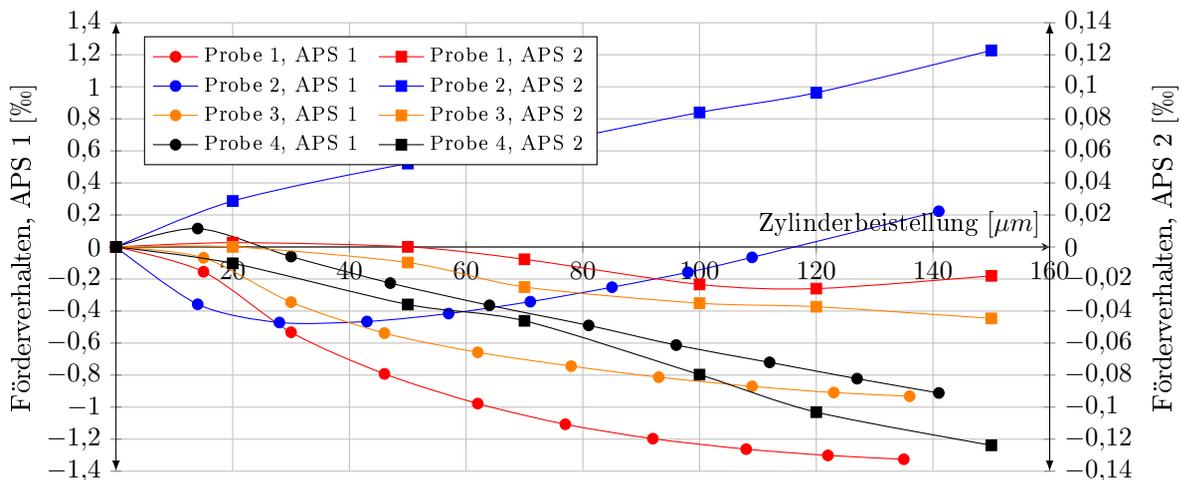


Abbildung 4.17: Förderigenschaften von vier verschiedenen Drucktüchern gewonnen an zwei unterschiedlichen Abrollprüfständen zum Vergleich der Messergebnisse

Durch die Veränderung der abhängigen Variable bei der systematischen Variation der unabhängigen Variable wird ein hoher Grad an interner Validität des Abrollprüfstandes festgestellt, sodass zuverlässige Schlussfolgerungen gezogen werden können, von einer Allgemeingültigkeit der gewonnenen Messergebnisse kann jedoch nicht ausgegangen werden. Infolge der anderen Zylindergeometrie, der unterschiedlichen Oberflächenbeschaffenheit sowie des verschiedenen Drehwiderstandes des Gegendruckzylinders ist ein abweichendes Förderverhalten an einem anderen Abrollprüfstand und insbesondere in einer Druckmaschine durchaus möglich. Eine Unabhängigkeit der Ergebnisse von den Messbedingungen bei der Ermittlung des Förderverhaltens von Zylinderbezügen geht aus den vergleichenden Abrollversuchen nicht hervor.

4.2.9 Nullstellung des Gegendruckzylinders

Um eine ununterbrochene Drehmomentübertragung zwischen dem antreibenden Drucktuch- und dem angetriebenen Gegendruckzylinder zu gewährleisten, ist eine Radialkraft im Druckspalt erforderlich, die durch die Zylinderbeistellung erzeugt wird. Infolge des Massenträgheitsmomentes des Gegendruckzylinders und der tangentialen Widerstandskraft ist eine positionsgeregelte Bestimmung der Startbeistellung mithilfe der Methode der Lichtspaltschließung nicht geeignet. Die radiale Deformation des Zylinderaufzuges und die daraus resultierende Radialkraft reichen nicht aus, um die infolge der tangentialen Widerstandskraft entstandenen Relativbewegungen der berührenden Zylinderoberflächen zu verhindern.

Um einen durchrutschfreien Rollkontakt bei geringer Zylinderbeistellung zu gewährleisten, wird die Startbeistellung kraftgesteuert bestimmt, indem der Gegendruck- zum Drucktuchzylinder bis zur Linienlast von $F_N = 20N$ verfahren wird. Neben der manuellen Prüfung der kraftschlüssigen Zylinderkopplung vor jedem Abrollversuch wird ein Gleitschlupf bei der Datenauswertung eindeutig verzeichnet, denn auch der kleinste Gleitschlupf verursacht einen großen Nachlauf des Gegendruckzylinders von weit über einem Prozent sowie eine abrupte Änderung des Förderverhaltens des Zylinderbezuges am Anfang der Förderkennlinie. Die Möglichkeit der Entstehung des Gleitschlupfs in der Beschleunigungsphase wird zusätzlich verringert, indem die Enddrehgeschwindigkeit bei geringer Drehbeschleunigung erreicht wird.

Durch Positionierung über Kontaktkraft kann nicht von der gleichen Startbeistellung s_0 bei allen Zylinderaufzügen ausgegangen werden, denn bei gleicher Radialkraft F_N und angenommen gleicher Kontaktfläche A ist die Zylinderbeistellung als radiale Deformation des Zylinderbezuges der Dicke d_{dt} von elastischen Eigenschaften in Dickenrichtung E_N abhängig und lässt sich nach Hook'schem Gesetz zu $s_0 = \frac{F_N d_{dt}}{E_N A}$ oder über die Federkonstante D_N zu $s_0 = \frac{F_N}{D_N}$ errechnen. Eine Änderung der Startbeistellung beeinflusst den relativen Verlauf der Kennlinie des Förderverhaltens nicht, sondern verschiebt sie entlang der Abszisse.

Die Federkonstanten der Zylinderaufzüge in Radialrichtung D_N werden in Eindruckversuchen am Abrollprüfstand ermittelt (Kapitel 5.2.2, Seite 79) und nach den Messergebnissen (Tabelle 9.1, Seite 151 sowie Tabelle 9.4, Seite 159) liegen sie in einem Bereich von $0,5 \frac{N}{\mu m}$ (Flexodruckplatten) bis $6,5 \frac{N}{\mu m}$ (Drucktücher), woraus sich, nach dem Zusammenhang $s_0 = \frac{F_N}{D_N}$ und wenn $F_N = 20N$, ein Bereich der Startbeistellung von $3\mu m$ bis $10\mu m$ ergibt. Da die Federkennlinien eine progressive Steigung aufweisen (Abb. 5.9, Seite 79), sind die Federkonstanten bei kleiner Beistellung (unter $10\mu m$) geringer, sodass die tatsächliche Startbeistellung die abgeschätzte Beistellung überschreitet. Außerdem weisen die Federkennlinien der untersuchten Zylinderbezüge unterschiedliche Nichtlinearitäten auf, infolgedessen schwankt die Startbeistellung zusätzlich, sodass eine absolute Abschätzung nicht getroffen werden kann.

4.3 Probenpräparation

In der vorliegenden Arbeit werden Fördereigenschaften von 55 Drucktüchern (Abb. 4.20, Seite 68) und 5 unterschiedlichen Flexodruckplatten mit 4 verschiedenen Klischeeklebebandern untersucht. Die Zylinderaufzüge werden von unterschiedlichen Herstellern zur Verfügung gestellt, aber die genauen Modellbezeichnungen und Herstellernamen werden nicht aufgeführt. Die Ermittlungen umfassen luftgepolsterte Drucktücher für konventionelle und für UV-Farben, sowie für Bogen- als auch für Rollenoffsetdruck. Infolge der geringen Bedeutung werden die inkompressiblen Drucktücher nicht untersucht. Die untersuchten Flexodruckplatten sind Fotopolymerplatten, die mit unterschiedlichen Klebebandern eingesetzt werden.

Die untersuchten Drucktücher enthalten mindestens eine Deckschicht, eine Stabilisierungsschicht, eine Luftpolsterschicht und eine Festigkeitsschicht, wobei die Eigenschaften der Einzelschichten modellabhängig sind. Aus Wettbewerbsgründen werden die Deckschichtfarben auf den Fotoaufnahmen geändert, sodass die Drucktücher anhand der Deckschichtfarben nicht erkannt werden können. Mit dem Ziel, den Einfluss der unterschiedlichen, infolge der produktionsbedingten Schwankungen entstandenen Materialeigenschaften bestimmter Aufbauschichten auf Fördereigenschaften zu ermitteln, werden auch gleiche Drucktuchmodelle aus verschiedenen Fertigungschargen untersucht. Die ermittelten Flexoplatten bestehen aus einer Fotopolymerschicht und einer dehnfesten Stabilisierungsschicht und enthalten keine Luftpolsterschicht.

Für die Zurverfügungstellung der Untersuchungsproben bedanke ich mich an dieser Stelle bei ContiTech AG aus Northeim, Böttcher aus Köln und Savatech aus Kranj sowie bei DFTA und Flint aus Stuttgart.

4.3.1 Schneiden von Proben

Für die geplanten Untersuchungen werden die Zylinderbezüge einer Reihe von Ermittlungen unterzogen. Das Schneiden der Proben in rechteckige Probestreifen unterschiedlicher Größen (Tabelle 4.3) erfolgt an einem in der grafischen Industrie üblichen Planschneider. Im Gegensatz zu Flexodruckplatten weisen die Drucktücher unterschiedliche Eigenschaften in Kett- und Schussrichtung auf, sodass beim Schneiden darauf geachtet wird, dass alle Drucktuchproben parallel zur Laufrichtung geschnitten werden.

Für flach-flach-Deformationen zur Abschätzung der Federkonstanten und zur Ermittlung der Schichtdicken werden die Proben in der Größe von 30 x 5 mm und für rund rund Deformationen zur Ermittlung der Materialströmungen im Zylinderbezug in der Größe 150 x 10 mm geschnitten. Für die Ermittlung der elastischen Eigenschaften der Aufbauschichten in Laufrichtung werden die Drucktücher zuerst in der Größe von 150 x 20 mm geschnitten und danach gespalten (Kapitel 4.3.2). Zur Prüfung der theoretischen Ansätze am Abrolldemonstrator werden die Proben in der Größe von 150 x 10 mm geschnitten. Für die Ermittlung der Federkonstanten von Zylinderbezügen in Radialrichtung sowie für die Abrollversuche am Abrollprüfstand werden die Zylinderbezugsproben im Format von 700 x 100 mm geschnitten.

Untersuchung	Länge [mm]	Breite [mm]
Mikroskopie (flach-flach)	30	5
Mikroskopie (rund-rund)	150	10
Zugprüfung	150	20
Abrolldemonstrator	150	10
Abrollprüfstand	700	100

Tabelle 4.3: Maße der untersuchten Zylinderbezugsproben

Da die Schärfentiefe beim Mikroskop ohne variable Apertur relativ klein ist, sollen die Schnittflächen der Proben für mikroskopische Untersuchungen möglichst flach sein. Beim Schneiden werden die Proben mit dem Anpressbalken gepresst, wodurch die Aufbauschichten abhängig von ihren Materialeigenschaften unterschiedlich ausweichen. Die Proben werden im deformierten Zustand geschnitten und nach der Wegnahme des Anpressbalkens ziehen sich die Aufbauschichten zusammen, sodass ein verwölbttes Querschnittsprofil entsteht. Um das unvermeidbare Ausweichen zu reduzieren, werden die Drucktücher mit dem geringsten Anpressdruck geschnitten und das Ausweichen der Deckschicht wird zusätzlich verringert, indem das Drucktuch mit der Deckschicht nach unten eingelegt wird. Dadurch wird zum einen die

Anpresskraft über die Deckschichtoberfläche gleichmäßiger verteilt, zum anderen wird das Ausweichen durch die Reibungskräfte zwischen der Deckschicht- und der Tischoberfläche reduziert.

Infolge der unterschiedlichen lokalen Steifigkeit der Drucktücher werden die über Querschnitt betrachteten Deformationen der Aufbauschichten in Dickenrichtung bei verschiedenen Schnittstellen unterschiedlich verteilt. Dadurch entstehen Schwankungen der Messergebnisse der Deformationsverteilung, die insbesondere durch Kettfasern beeinflusst werden. Da die Einzelschichten in Dickenrichtung in Reihenschaltung gekoppelt sind, weisen die Proben, bei denen entlang einer Kettfaser geschnitten, wird eine steifere Gewebeschicht und somit elastischere Luftpolster- und Deckschicht auf. Wenn das Schneiden zwischen den Kettfasern erfolgt, weist die Gewebeschicht eine geringere Steifigkeit auf und somit scheinen die restlichen Aufbauschichten relativ steifer zu sein. Für die optische Ermittlung der Deformationsverteilung werden die Drucktuchproben diagonal geschnitten, sodass die Materialeigenschaften der Kett- und Schussfasern sowie des dazwischenliegenden Bindemittels über die Probenlänge gemittelt werden.

4.3.2 Spalten von Drucktüchern

Um die elastischen Eigenschaften der einzelnen Stabilisierungs- und Festigkeitsschichten von Drucktüchern in einachsialen Zugversuchen zu ermitteln, werden die Drucktuchproben zuerst wie beschrieben auf das entsprechende Format zugeschnitten und danach mithilfe einer üblichen Lederspaltvorrichtung (Abb. 4.18) gespalten. Die Spaltvorrichtung besteht grundsätzlich aus einer Rolle, über der sich parallel eine Klinke mit einstellbarem Abstand zur Rolle befindet. Die Drucktuchstreifen werden durch die Luftpolsterschicht gespalten (Abb. 4.19), sodass die Stabilisierungsschicht zusammen mit der Deckschicht von den Steifigkeitsschichten getrennt wird. Ein weiteres Spalten zur Trennung der Deckschicht von der Stabilisierungsschicht wird infolge der geringen Schichtdicke mit dieser Spaltvorrichtung nicht durchgeführt.



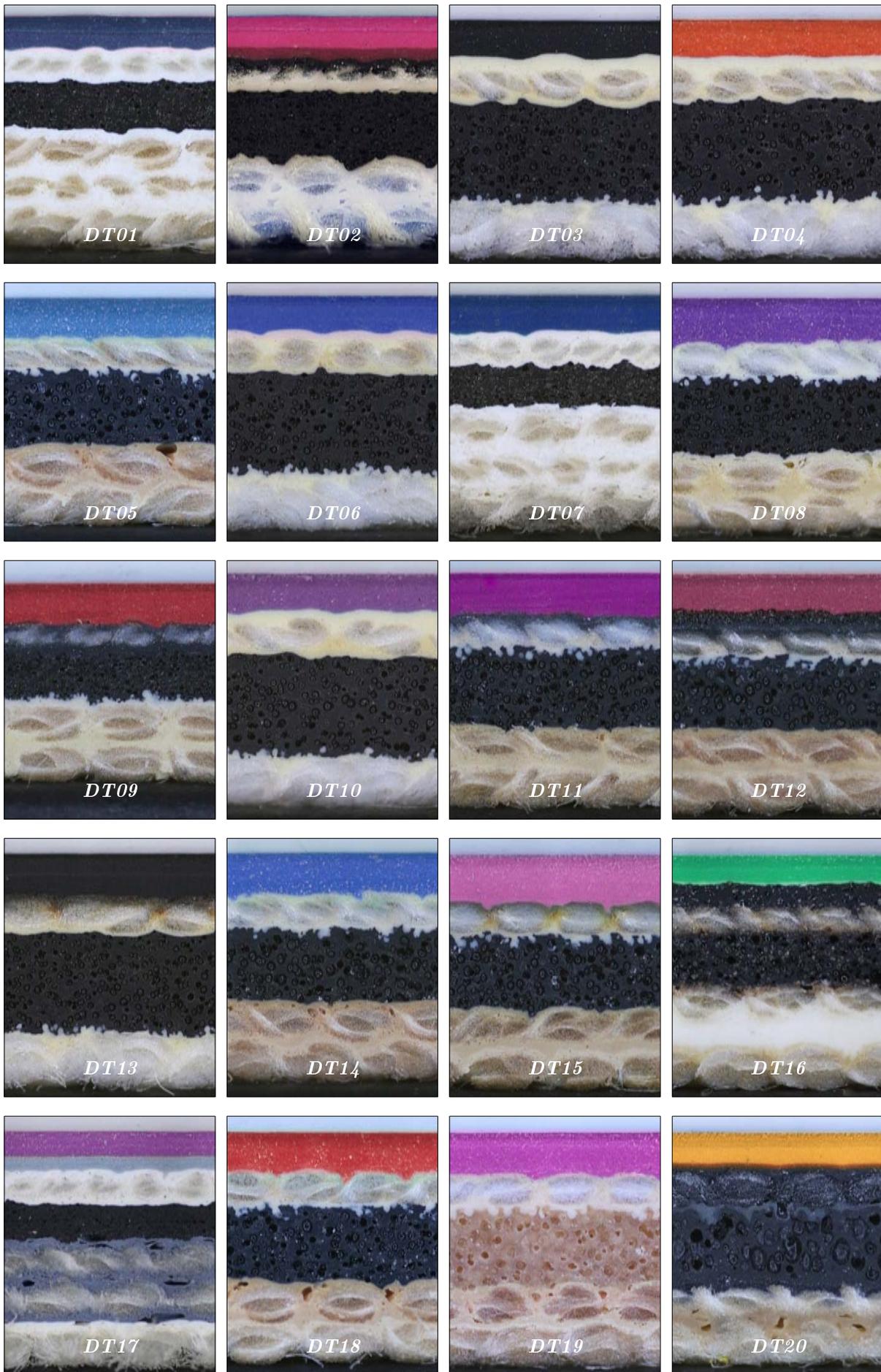
Abbildung 4.18: Lederspaltvorrichtung

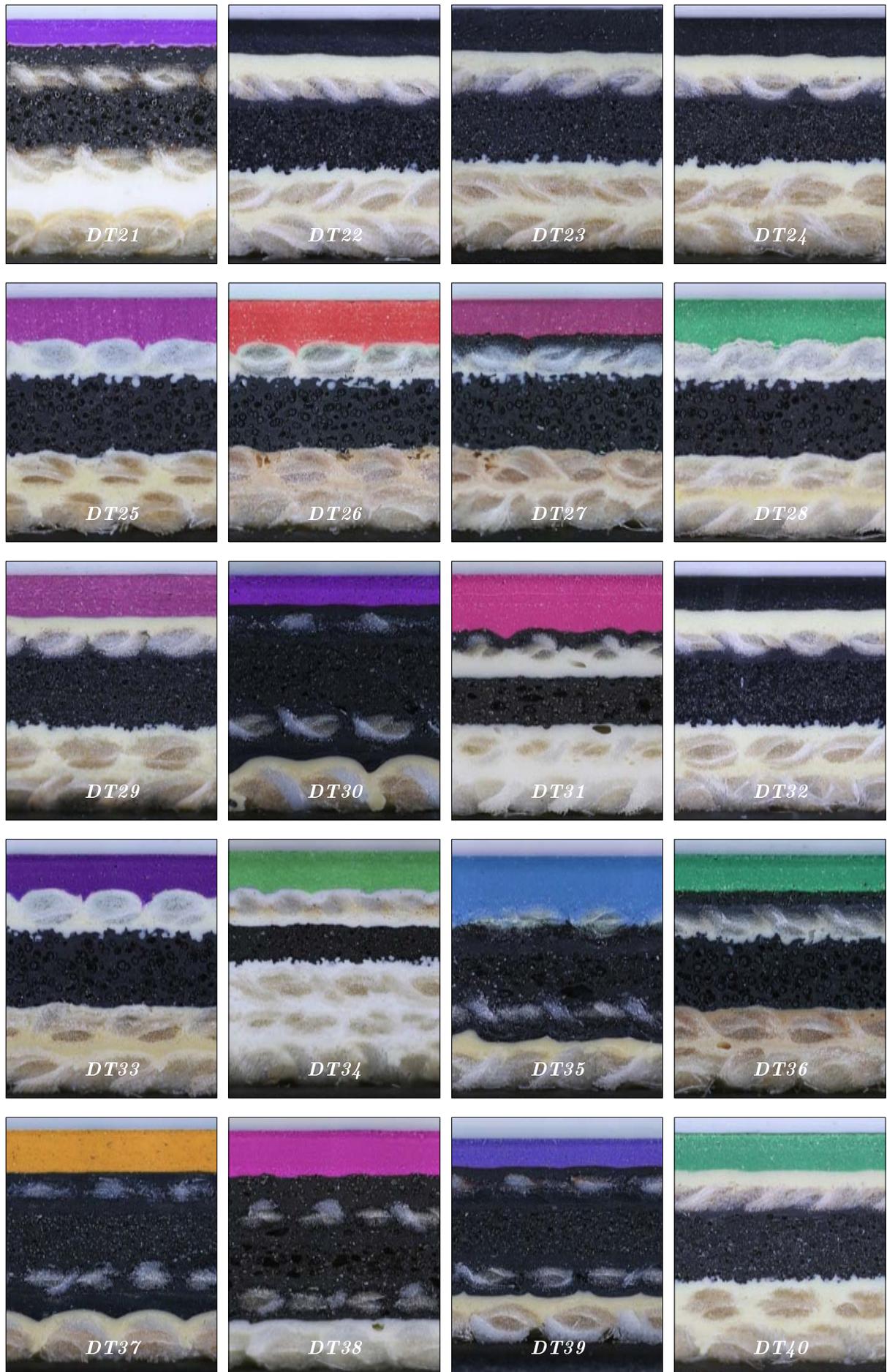


Abbildung 4.19: Gespaltene Drucktuchproben

Der Einfluss der auf den gespaltenen Proben gebliebenen Luftpolsterschicht auf die elastischen Eigenschaften wird ermittelt, indem die Spalthöhe bei mehreren Probestreifen eines Drucktuches grob variiert wird. Bei der Ermittlung der Federkonstante wird dabei kein systematischer und von der gebliebenen Luftpolsterschicht abhängiger Unterschied verzeichnet, denn die Federkonstante der kompressiblen Schichten ist vielfach geringer als die Federkonstante der Gewebeschichten. Trotzdem werden die Proben in zwei Durchläufen so gespalten, dass möglichst wenig Luftpolsterschicht auf den gespaltenen Probestreifen bleibt. Da eine Beschädigung des Gewebes seine elastischen Eigenschaften beträchtlich beeinflusst, wird beim Spaltvorgang darauf geachtet, dass die Gewebeschichten durch das Spalten nicht beschädigt werden.

4.3. Probenpräparation





4.3. Probenpräparation

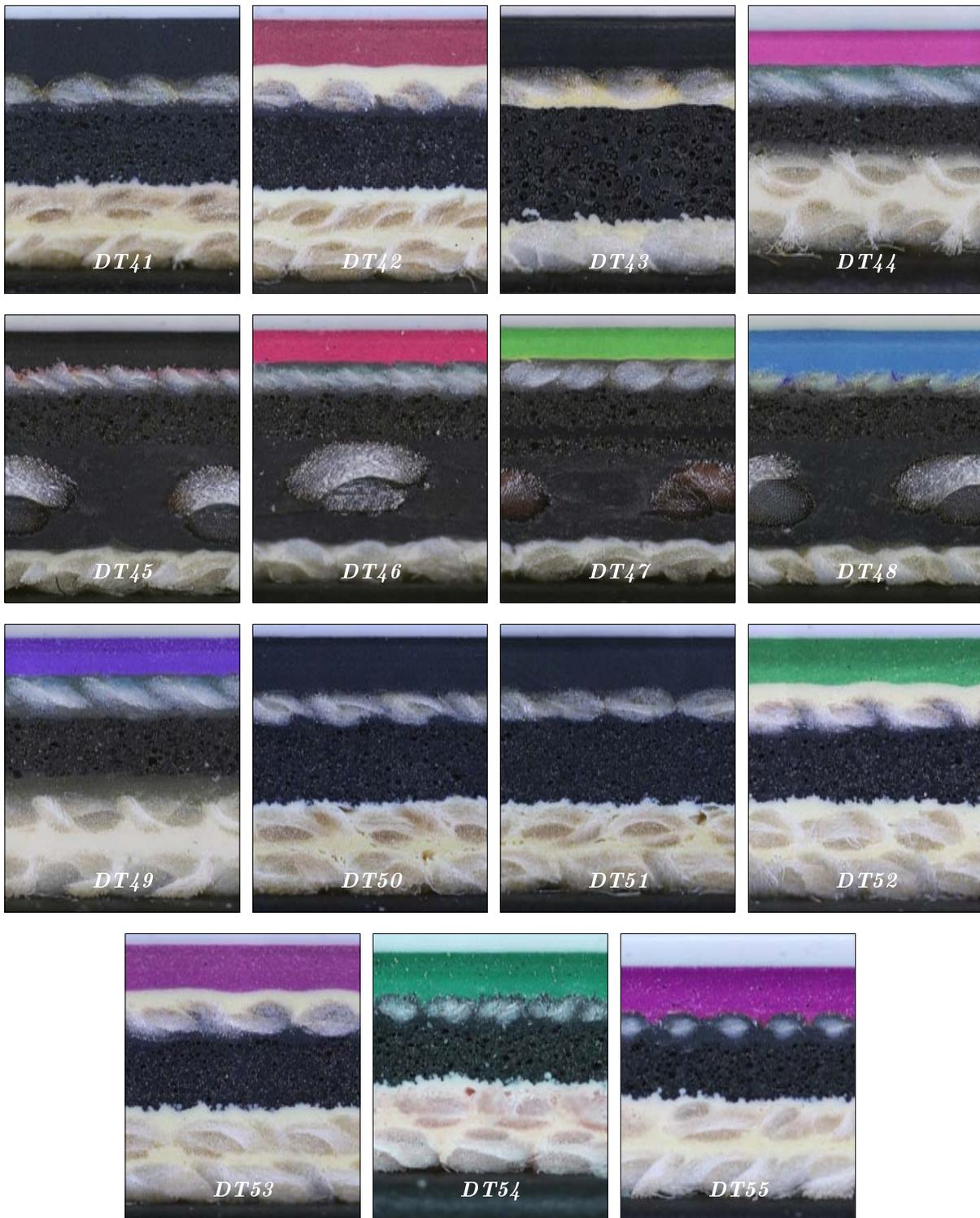


Abbildung 4.20: Mikroaufnahmen der Probenquerschnitte aller 55 im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Drucktücher

Kapitel 5

Methoden und Durchführung

Für die Untersuchung des Förderverhaltens mehrschichtiger Zylinderbezüge existiert keine standardisierte Untersuchungsmethode, sodass ein neues Untersuchungsverfahren für die experimentelle Ermittlung der Fördereigenschaften von Flexodruckplatten und Drucktüchern in der vorliegenden Arbeit entwickelt wird. Aus den in Kapitel 3 vorgestellten theoretischen Ansätzen geht hervor, dass die Fördereigenschaften durch die kompressiblen und viskoelastischen Materialeigenschaften einzelner Aufbauschichten der Zylinderaufzüge beeinflusst werden. Aus diesem Grund ist es notwendig, vor der Untersuchung der Fördereigenschaften die Abläufe im Druckspalt möglichst umfangreich zu untersuchen und die Eigenschaften der einzelnen Aufbauschichten von mehrschichtigen Zylinderbezügen weitgehend zu ermitteln.

Mithilfe der bereits bestehenden und neu entwickelten Untersuchungsmethoden werden die experimentellen Ermittlungen des Förderverhaltens von Zylinderbezügen sowohl an im Prüftechnikbereich üblichen als auch an neu gebauten und in Kapitel 4 beschriebenen Untersuchungsgeräten durchgeführt.

Mit dem Ziel, den Aufbau von Zylinderaufzügen und die im Druckspalt entstandenen Deformationen der Einzelschichten zu ermitteln, werden zuerst die optischen Ermittlungen durchgeführt (Kapitel 5.1, Seite 72). Danach werden die Materialeigenschaften einzelner Aufbauschichten von Zylinderbezügen in mechanischen Ermittlungen möglichst umfangreich untersucht (Kapitel 5.2, Seite 77). Abschließend werden die Fördereigenschaften von Zylinderbezügen in Abrollversuchen gemessen (Kapitel 5.3, Seite 80), um die Einflüsse der ermittelten Eigenschaften der Einzelschichten auf das Förderverhalten festzustellen.

Da die Eigenschaften einiger Aufbauschichten von Drucktüchern infolge des starken Stoffschlusses nicht zerstörungsfrei getrennt und ermittelt werden können, z. B. das E-Modul der Deckschicht oder die Kompressibilität der Luftpolsterschicht, werden verschiedene Zylinderbezugsmodelle gebaut, um die Zusammenhänge in Bezug auf das Förderverhalten herauszufinden und sie auf die Drucktücher zu übertragen. Zum Aufbau dieser Modelle werden Flexodruckplatten verwendet, die aus zusammengefügtten Einzelschichten definierter elastomechanischer Eigenschaften bestehen. Bei den experimentellen Abrollversuchen mit den gebauten Modellbezügen werden unabhängige Variablen systematisch manipuliert, um deren Auswirkung auf das Förderverhalten festzustellen und dadurch die kausalen Prozesse zu verstehen.

Für die Bildverarbeitung wird ImageJ [136] mit verschiedenen und für diese Untersuchung weiterentwickelten Erweiterungen [137, 138, 140] eingesetzt und für Berechnungen wird Scilab [141] verwendet.

5.1 Optische Ermittlungen

Radialen und daraus resultierende tangentielle Deformationen der Zylinderaufzüge und einzelner Aufbauschichten im Druckspalt werden ermittelt, indem die Mikroaufnahmen der Probenquerschnitte optisch analysiert werden. Dabei werden Untersuchungsmethoden entwickelt, mit denen zuerst die Positionen einzelner Elemente auf den Querschnittsaufnahmen ermittelt werden. Anhand der ermittelten Positionen werden Messungen der Deformationen durchgeführt, woraus die Deformationsverteilung im Inneren des Zylinderbezuges definiert und die relative Elastizität der Einzelschichten abgeschätzt wird.

Um die Deformationen des Zylinderaufzuges im Druckspalt zu veranschaulichen und Materialströmungen zu ermitteln, wird eine digitale Bildkorrelation-Untersuchungsmethode entwickelt, mit deren Hilfe die Bewegungen der Einzelschichten in der Betrachtungsebene für weitere Analysen aufgezeichnet und visuell dargestellt werden. Daraus werden Schlüsse gezogen, welche Deformationen im Zylinderbezug durch die Beistellung vorkommen sowie welche Folgen sie auf die Fördereigenschaften des Zylinderbezuges haben.

5.1.1 Ermittlung der Positionen

Bei der Positionsermittlung der Trennlinien der Einzelschichten im Querschnitt eines mehrschichtigen Zylinderbezuges wird eine Mikroaufnahme des Probenquerschnittes aufgenommen und in ImageJ eingelesen (Abb. 5.1). Ein Suchfeld wird markiert und daraus ein zweidimensionales auf 256 (8 Bit) Intensitätsabstufungen basierendes Helligkeitsprofil erstellt. Dabei stellt die x-Achse die Suchfeldbreite dar und die y-Achse entspricht dem mittleren Helligkeitswert der Pixel in jeder Pixelspalte. Ein großer Intensitätswechsel der Helligkeitswerte deutete auf eine Trennlinie der benachbarten Aufbauschichten hin, die geortet wird, indem nach den Extremwerten der ersten Ableitung des Helligkeitsprofils rechnerisch gesucht wird.

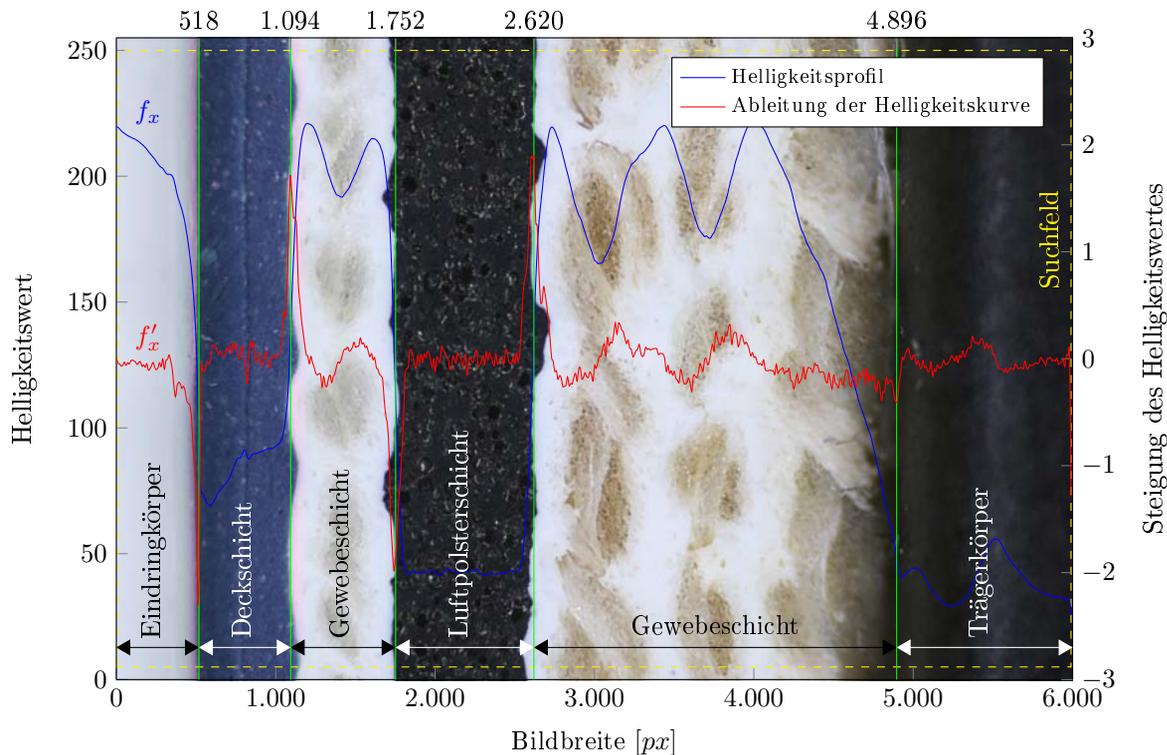


Abbildung 5.1: Mikroaufnahme des Querschnittes eines mehrschichtigen Zylinderaufzuges zur berührungslosen Ermittlung der Trennlinien der benachbarten Aufbauschichten

An den lokalen Extremstellen ist die erste Ableitung einer Funktion gleich Null $f'_x = 0$. Wenn die Extremstelle ein lokales Minimum ist, ist an der Stelle die zweite Ableitung positiv $f''_x > 0$ oder negativ $f''_x < 0$, wenn sie ein lokales Maximum ist. In zwei benachbarten Punkten weisen die gewonnenen Helligkeitsprofilkurven gleiche Werte selten auf, sodass die erste Bedingung $f'_x = 0$ nur ausnahmsweise erfüllt wird. Die lokalen Minima $f_{x,min}$ werden ermittelt, indem in der Profilkurve nach den Stellen x_i gesucht wird, an denen der betrachtete y-Wert y_i kleiner als der vorhergehende $y_{i-1} > y_i$ und als der nachfolgende $y_i < y_{i+1}$ y-Wert ist, oder größer $y_{i-1} < y_i > y_{i-1}$, wenn die lokalen Maxima $f_{x,max}$ gesucht werden.

Bei kleineren Punkten und dünneren Linien liegen die Trennlinien relativ nah bei einander, sodass die lokale Extremstelle $f'_{x,max}$ oder $f_{x,min}$ des Helligkeitsprofils f_x der Position des Mittelpunktes x_i des gesuchten Elementes entspricht (Abb. 4.2, Seite 50). Bei größeren Elementen entspricht der arithmetische Mittelwert der lokalen ermittelten Extremstellen der ersten Ableitung des Helligkeitsprofils der Position der Vorder- oder der Hinterkante (kontrastabhängig) der Position des gesuchten Elementes x_i .

5.1.2 Ermittlung der Schichtstärken

Zur Ermittlung der Schichtstärken mehrschichtiger Zylinderbezüge wird eine automatische Untersuchungsmethode entwickelt, mit der die Stärken anhand der Mikroaufnahme des Querschnittes berührungslos ermittelt werden. Die Proben werden zugeschnitten (Kapitel 4.3.1, Seite 66) und zwischen zwei flachen Spannbacken der Einpressvorrichtung (Kapitel 4.1.2, Seite 51) bis zur beidseitigen Lichtspaltschließung zusammengepresst. Die Querschnittfläche wird abfotografiert (Abb. 5.2) und auf der Mikroaufnahme werden Grenzlinien der zu ermittelnden Einzelschichten, wie in Kapitel 5.1.1 beschrieben, geortet.

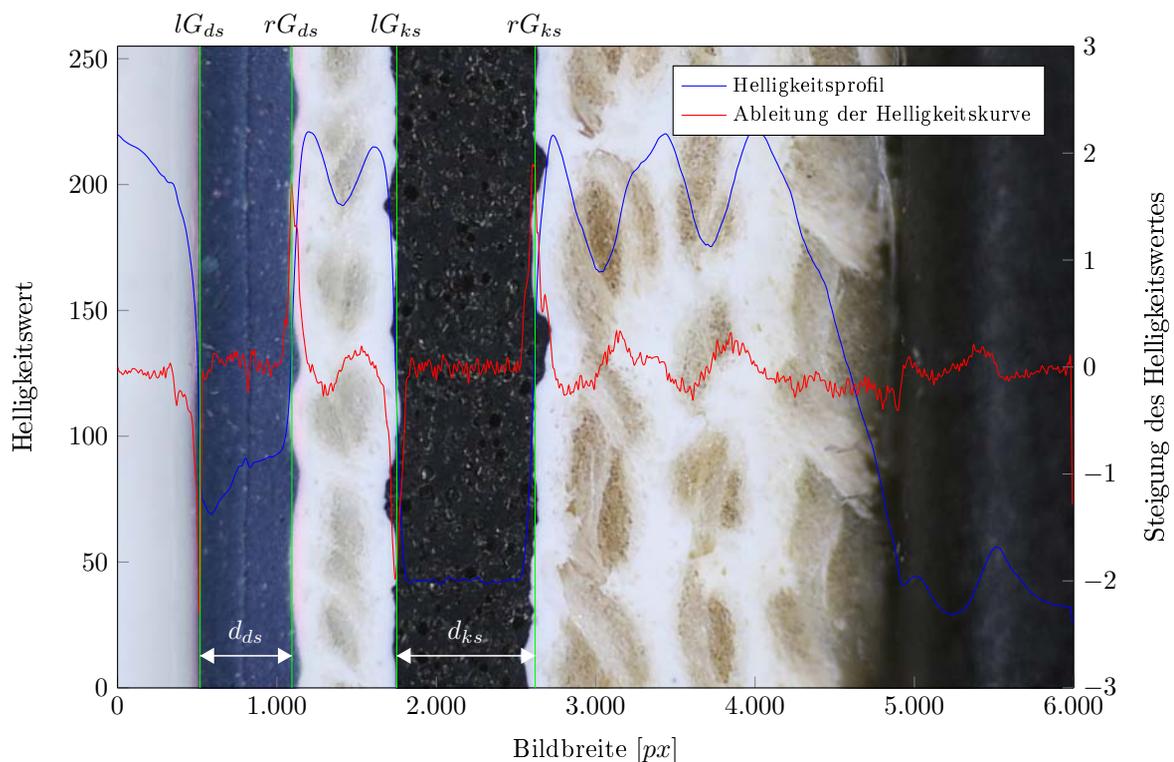


Abbildung 5.2: Berührungslose Ermittlung der Schichtstärken der Deckschicht und der Luftpolsterschicht eines Drucktuches anhand einer Mikroaufnahme des Querschnittes

Anhand der ermittelten Positionen der linken lG und der rechten rG Grenzlinie der jeweiligen Aufbau-schicht wird die Schichtstärke in Pixelwerten errechnet $d = rG - lG$, die mithilfe des Kalibrierungsfaktors

(Kapitel 4.1.1.2, Seite 49) in Mikrometer umgerechnet wird. Durch den Farbunterschied und die klare Trennlinie wird die Deckschichtdicke $d_{ds} = rG_{ds} - lG_{ds}$ bei allen Drucktüchern zuverlässig bestimmt. Bei manchen Drucktuchmodellen bildet die Luftpolsterschicht keinen guten Kontrast mit den benachbarten Schichten, sodass die Schichtstärke $d_{ks} = rG_{ks} - lG_{ks}$ nicht immer automatisch bestimmt werden kann.

Anmerkung: Durch das Aufspannen und nach dem Zusammensetzen findet eine Dickenabnahme des Zylinderaufzugs statt, sodass die ermittelten Schichtstärken nicht den wahren Stärken eines bespannten und laufenden Bezuges entsprechen. Infolge des untergeordneten Einflusses auf das Förderverhalten (Kapitel 6.5.4, Seite 122), wird auf die Ermittlung der gesamten Zylinderbezugsstärke verzichtet.

5.1.3 Ermittlung der Schichtdeformationen

Die Verteilung der Gesamtdeformation eines Zylinderbezuges auf die einzelnen Aufbauschichten wird mithilfe der Serienmikroaufnahmen von Querschnittflächen bei stufenweise fortschreitender flach-flach-Deformation ermittelt [142]. Aus den aufgenommenen Einzelbildern werden Intensitätsprofile (Abb. 5.3) erstellt und daraus die Positionen der linken P_{lb} und der rechten P_{rb} Spannbacke sowie der Trennlinie zwischen der Deck- und der Luftpolsterschicht P_{dk} , wie in Kapitel 5.1.2 beschrieben, ermittelt. Anhand der ermittelten Position P_{lb} , P_{rb} und P_{dk} auf jeder Einzelaufnahme wird die Höhenabnahme des Zylinderbezuges sowie der Einzelschichten bei jeder Einpressungsstufe relativ zur Anfangsstärke errechnet.

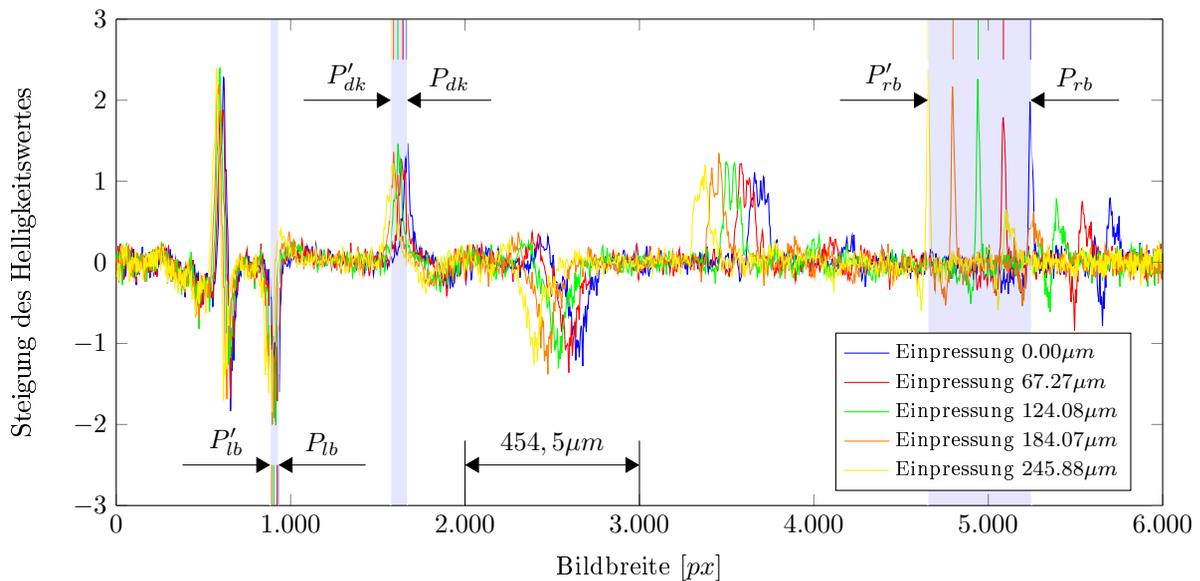


Abbildung 5.3: Steigungen der Helligkeitsprofile von fünf Mikroaufnahmen zur Ermittlung der Verteilung der Gesamtdeformation auf Einzelschichten bei stufenweise steigender Einpressung

Die Anfangsstärke des Drucktuches ergibt sich aus der Differenz der Position der linken und der rechten Spannbacke $h_{dt} = P_{rb} - P_{lb}$ vor der Deformation (Einpressung $0\mu m$). Die Anfangsstärke der Deckschicht ergibt sich demnach zu $h_{ds} = P_{dk} - P_{lb}$ und die Stärke der restlichen Aufbauschichten zu $h_{ks} = P_{rb} - P_{dk}$. Mit steigender Einpressung (von 0 bis $250\mu m$) werden die Positionen der Trennlinien abhängig von ihren Federkonstanten unterschiedlich verschoben ($P_{lb} \rightarrow P'_{lb}$, $P_{dk} \rightarrow P'_{dk}$, $P_{rb} \rightarrow P'_{rb}$) und die Höhenabnahmen der Deckschicht $\Delta h_{ds} = (P_{dk} - P'_{dk}) - (P_{lb} - P'_{lb})$ und der restlichen Schichten $\Delta h_{ks} = (P_{rb} - P'_{rb}) - (P_{dk} - P'_{dk})$ sowie des ganzen Drucktuches $\Delta h_{dt} = \Delta h_{ds} + \Delta h_{ks}$ werden anhand der neuen ermittelten Positionen P'_{lb} , P'_{dk} und P'_{rb} bei jeder Einpressung errechnet und visuell dargestellt (Abb. 5.4).

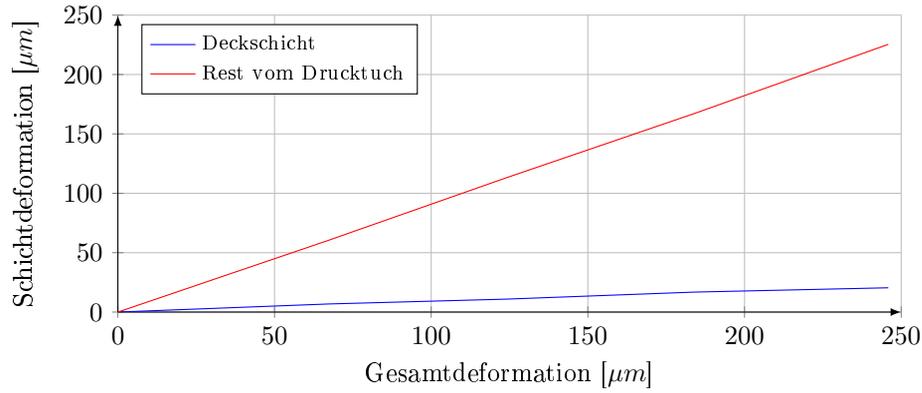


Abbildung 5.4: Visuelle Darstellung der absoluten Höhenabnahmen der Deckschicht und der restlichen Aufbauschichten eines Drucktuches bei einer einaxialen flach-flach Deformation

In Dickenrichtung wird ein mehrschichtiger Zylinderbezug als Federsystem modelliert, das aus mehreren in Reihenschaltung gekoppelten Federn mit Federkonstanten D_{ds} und D_{ks} und Längen h_{ds} und h_{ks} besteht, die ein Federsystem mit der Gesamtfederkonstante D_{dt} und der Gesamtlänge h_{dt} bilden. Bei bekannter Federkonstante des Zylinderbezuges D_{dt} , werden aus den ermittelten Deformationen Δh_{dt} , Δh_{ds} und Δh_{ks} die Federkonstanten der Einzelschichten D_{ds} und D_{ks} mithilfe des Gesetzes der Reihenschaltung von Federn $D_{dt} = \frac{D_{ds}D_{ks}}{D_{ds}+D_{ks}}$ unabhängig von der wirkenden Kraft F abgeschätzt, wobei $D_{ds} = \frac{F}{\Delta h_{ds}}$ und $D_{ks} = \frac{F}{\Delta h_{ks}}$ sowie $D_{dt} = \frac{F}{\Delta h_{dt}}$. Infolge der Grenzeffekte und der Ausquellung der inkompressiblen Aufbauschichten durch die Einpressung schwanken die ermittelten Höhenabnahmen der Deckschichten, sodass die Methode bei bestimmten Drucktüchern keine wiederholbaren Ergebnisse ergibt.

5.1.4 Ermittlung der Materialströmungen

Die im Druckspalt entstandenen Materialbewegungen im Zylinderbezug werden mit der Methode der digitalen Bildkorrelation (englisch: Digital Image Correlation, DIC) im stationären Zustand ermittelt. Bei diesem optischen Ermittlungsverfahren wird ein Zylinderbezug mithilfe der Einpressvorrichtung (Kapitel 4.1.2, Seite 51) einer rund-rund-Deformation ausgesetzt und dadurch wird ein statischer Druckspalt simuliert. Während stufenweise fortschreitender Beistellung wird eine Serie von Mikroaufnahmen aufgezeichnet, wobei das erste Bild der Untersuchungsprobe ohne Deformation das Referenzbild darstellt.

Die Aufnahmen werden in ImageJ eingelesen und mithilfe eines erweiterten Plugins [143] durch zweidimensionale Mustererkennung in einer Bildfolge ausgewertet. Die entstandenen Verschiebungen im Querschnitt des Zylinderbezuges werden ermittelt, indem diskrete Korrelationsfenster (sogenannte subsets) im unverformten (Abb. 5.5) und im verformten (Abb. 5.6) Zustand sukzessive analysiert werden.

Die Mikroaufnahmen werden in Subsets eingeteilt und die Ermittlung der Verschiebungen erfolgt über die Zuordnung von ähnlichen Helligkeitsverteilungen im verformten Bild zu Helligkeitsverteilungen im Referenzbild, indem jedes Subset in einem Suchbereich verschoben und mit dem korrespondierenden Subset im Referenzbild korreliert wird. Bei der Korrelation wird die Verteilung von Helligkeitswerten in einzelnen Subsets (Korrelationsmuster) der verformten Probenoberfläche um korrespondierende Subsets (Referenzmuster) im Referenzbild mithilfe der Kreuzkorrelationsfunktion rechnerisch wiedergefunden:

$$\gamma_{ij} = \frac{\sum_{m,n} [f(m+i, n+j) - \bar{f}] [g(m, n) - \bar{g}]}{\sqrt{\sum_{m,n} [f(m, n) - \bar{f}]^2 \sum_{m,n} [g(m, n) - \bar{g}]^2}} \quad (5.1)$$

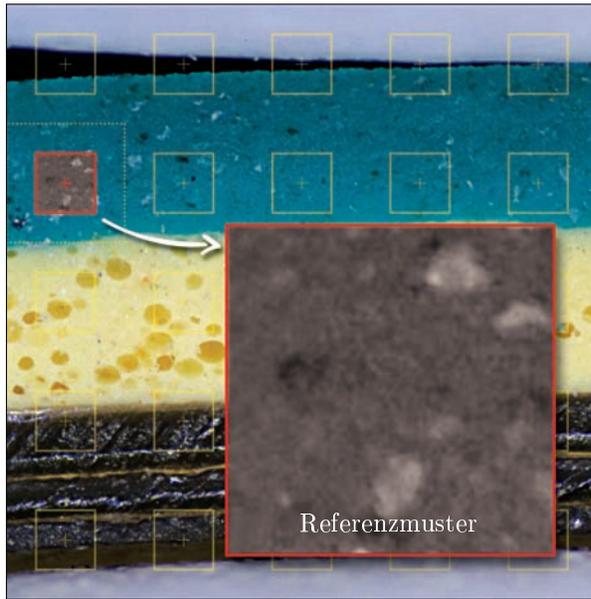


Abbildung 5.5: Aufnahme des undeformierten Zylinderbezuges im Referenzzustand

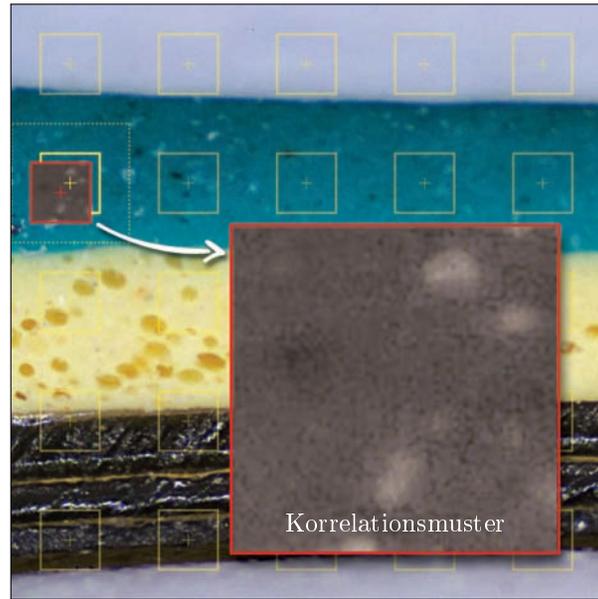


Abbildung 5.6: Aufnahme des deformierten Zylinderbezuges im Korrelationszustand

Dabei sind $f(m, n)$ die Helligkeitswerte des Pixels (m, n) im Referenzmuster, $g(m, n)$ die Helligkeitswerte des Pixels (m, n) im Korrelationsmuster und \bar{f} und \bar{g} die mittleren Helligkeitswerte der Referenz- f und der Korrelationsmuster g . Um die Verschiebungstrajektorien der einzelnen Korrelationsfenster zu visualisieren, werden die Subsets der deformierten Probe den korrespondierenden Subsets der Probe im Referenzzustand zugeordnet und die Mittelpunkte der Subsets werden mit einer Linie verbunden.

5.1.5 Ermittlung der Beistellung

Die Beistellung am Abrolldemonstrator (Kapitel 4.1.3, Seite 52) wird mithilfe der mikroskopischen Serienaufnahmen vom Druckspalt anhand der Positionen der Kugellager ermittelt. Vor jeder Beistellungsänderung werden mehrere Einzelfotos mit vordefinierter Überlappung mithilfe der Positioniervorrichtung (Kapitel 4.1.2, Seite 51) aufgenommen und in ein Panoramabild zusammengesetzt (Abb. 5.7). Auf dem Panoramabild werden f_n Auswertefelder (wobei $n = 11$) in der ganzen Bildhöhe $h_f = 6000px$ und gewünschter Feldbreite $b_f = 500px$ in definierten Abständen $a_f = 500px$ mithilfe eines selbst geschriebenen ImageJ Plugins automatisch ausgewählt und daraus werden n zweidimensionale Helligkeitsprofile erstellt.

Anhand des Helligkeitsprofils wird die Position der Oberfläche des Träger- $P_{tl,n}$ und des Eindringlagers $P_{el,n}$ entlang der Bildhöhe in jedem Auswertefeld f_n ermittelt (Kapitel 5.1.1, Seite 72), wobei die Auswertrichtung parallel zur Bildhöhe durchgeführt wird. Kontrastbedingt wird beim Trägerlager (TL) nach dem größten Gefälle im Intensitätsprofil in der unteren Bildhälfte $1 < y_{tk} < \frac{h_f}{2}$ und beim Eindringlager (EL) nach der größten Steigung in der oberen Bildhälfte $\frac{h_f}{2} < y_{el} < f_h$ gesucht. Die ermittelten Extremstellen der ersten Ableitung der Intensitätsprofilkurve ergeben die Position der gesuchten Oberfläche des Träger- $P_{tl,n}$ und des Eindringkörpers $P_{el,n}$ in der waagerechten Mitte jedes auszuwertenden Feldes f_n .

Mit der Kreisgleichung (Gl. 5.2) wird ein Kreis für jedes Kugellager mit der geschätzten Position des Mittelpunktes m_x, m_y und dem Radius von $r = 51.705px$ mathematisch erstellt, das nach dem Kalibrierungsfaktor des Mikroskops (Kapitel 4.1.1.2, Seite 49) dem Kugellagerradius von $23.500\mu m$ entspricht.

$$r = \sqrt{(xP_n - m_x)^2 + (yP_n - m_y)^2} \quad (5.2)$$

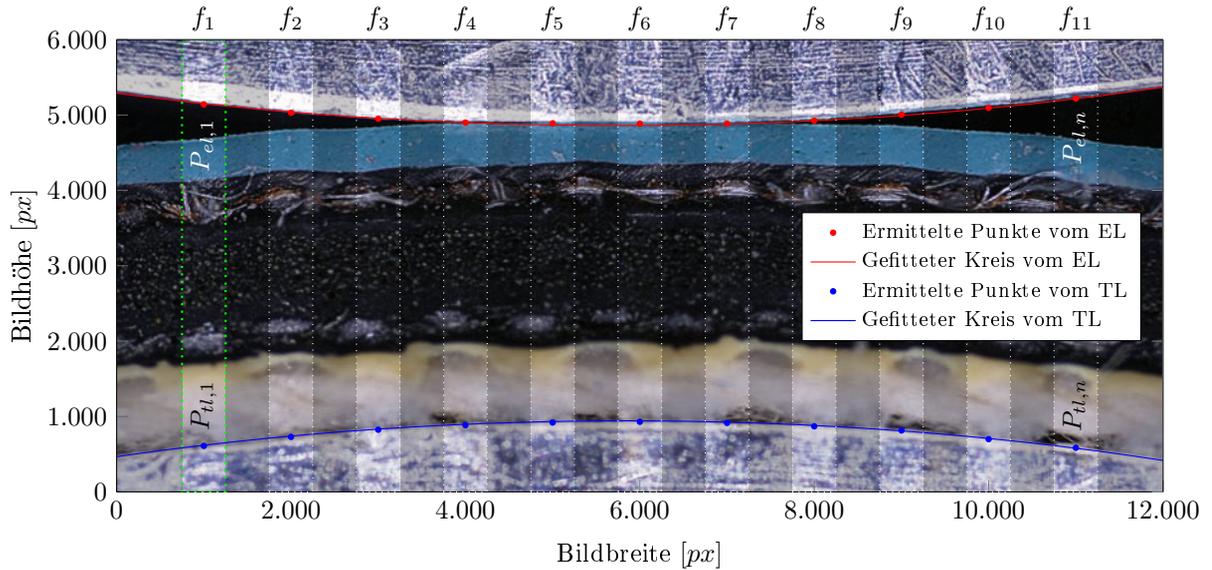


Abbildung 5.7: Ermittlung der Beistellung des bezogenen Träger- und des Eindringlagers am Abrolldemonstrator anhand der mikroskopischen Panoramabilder vom Druckspalt

Die Kreisgleichung wird ausmultipliziert und eine neue Gleichung (Gl. 5.3) hergeleitet, aus der sich für jeden ermittelten Punkt $P_{tl,n}$ und $P_{el,n}$ mit kartesischen Koordinaten vom Träger- ($xP_{tl,n}$ und $yP_{tl,n}$) und vom Eindringlager ($xP_{el,n}$ und $yP_{el,n}$) eine lineare Gleichung mit zwei Unbekannten m_{xn}, m_{yn} ergibt.

$$xP_n^2 + yP_n^2 - r^2 = 2m_{xn}xP_n - m_{xn}^2 + 2m_{yn}yP_n - m_{yn}^2 \quad (5.3)$$

Da mehr als zwei Punkte pro Kugellager ermittelt werden ($n = 11$), sind mehr Gleichungen als Unbekannte vorhanden, sodass ein überbestimmtes Gleichungssystem (Gl. 5.4) erstellt werden kann.

$$\begin{pmatrix} xP_1^2 + yP_1^2 - r^2 \\ \vdots \\ xP_n^2 + yP_n^2 - r^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2xP_1 - m_{x1} & 2yP_1 - m_{y1} \\ \vdots & \vdots \\ 2xP_n - m_{xn} & 2yP_n - m_{yn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} m_{xn} \\ m_{yn} \end{pmatrix} \quad (5.4)$$

Mithilfe der Methode der kleinsten Quadrate werden die erzeugten Kreise k_{tl} und k_{el} so positioniert, dass die mit der Gleichung 5.5 errechneten abhängigen Variable yP'_n mit den Koordinaten der ermittelten Punkte yP_n des zugehörigen Kugellagers auf dem Bild möglichst gut übereinstimmen (Gl. 5.6).

$$yP'_n = \pm \sqrt{r^2 - (xP_n - m_{xn})^2} + m_{yn} \quad (5.5)$$

$$\sum_{i=1}^n (yP'_i - yP_i)^2 = \min \quad (5.6)$$

Die errechneten Mittelpunkte der Kreise entsprechen den Drehachsen des Träger- ($m_{x,tl}$ und $m_{y,tl}$) und des Eindringlagers ($m_{x,el}$ und $m_{y,el}$), sodass die Beistellung s mit folgender Gleichung errechnet wird:

$$s = \sqrt{(m_{x,tl} - m_{x,el})^2 + (m_{y,tl} - m_{y,el})^2} - 2r \quad (5.7)$$

Der Ermittlungsvorgang wird mit jedem erstellten Panoramabild durchgeführt und die Beistellung wird für jede Beistellungstufe in Pixelwerten ermittelt, die anschließend in Mikrometern umgerechnet werden.

5.2 Mechanische Ermittlungen

Für die Ermittlung der elastischen Eigenschaften der einzelnen Ober- und Unterbauten von Drucktöchern in Laufrichtung wird eine übliche Zugprüfmaschine mit klassischen Untersuchungsmethoden verwendet. In

Vorversuchen wird festgestellt, dass bei Flexodruckplatten die Dehnfestigkeit der Trägerfolien die Dehnfestigkeit der Reliefschichten mehrfach übersteigt. Die Scherspannungen zwischen diesen Einzelschichten bewirken eine vernachlässigbare Dehnung der Trägerfolie, sodass auf eine systematische Ermittlung der Elastizität der Trägerfolie verzichtet wird. Die elastischen Eigenschaften der Zylinderaufzüge in Dickenrichtung (normal zur Bezugsfläche) werden in Eindruckversuchen am Abrollprüfstand ermittelt.

Infolge der geringen Dicke und starken materialschlüssigen Verbindung ist eine zerstörungsfreie Trennung der Aufbauschichten von Drucktüchern nicht möglich. Jede Ermittlung der elastischen Eigenschaften der Deckschicht in Dickenrichtung im verbundenen Zustand führt zu verfälschten Messergebnissen, da die größte Deformation auf die Luftpolsterschicht übertragen wird. Bei einer Zugbelastung der Oberbauproben (Kapitel 4.3.2, Seite 67) in Laufrichtung bestimmt die Elastizität der Stabilisierungsschicht größtenteils die elastischen Eigenschaften der untersuchten Probe, woraus sich keine Dehneigenschaften der Deckschicht ableiten lassen. Trotz der maßgebenden Bedeutung konnten außerdem weder elastische noch kompressible Eigenschaften von Luftpolsterschichten im Rahmen der Arbeit ermittelt werden.

5.2.1 Ermittlung der Elastizitätskonstanten in Zugversuchen

Bei der Ermittlung der Elastizitätskonstanten des Ober- und Unterbaus werden die Drucktücher zuerst zugeschnitten (Kapitel 4.3.1, Seite 66), danach gespalten (Kapitel 4.3.2, Seite 67) und anschließend in die Zugmaschine bei der Einspannlänge von $l_0 = 100\text{mm}$ eingespannt. Um durch das Einspannen auftretende Kräfte und Deformationen zu beseitigen, werden die Zugproben vor jedem Versuch mit einer Vorkraft von 5N vorgespannt. Nach Eingabe der konstanten Dehngeschwindigkeit von $0,1 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$ wird die Probe mit einer gleichmäßigen Zugkraft bis zur Längenänderung von $\Delta l_{\text{max}} = 1\text{mm}$ gestreckt. Aus der absoluten Auslenkung Δl und der wirkenden Zugkraft F_l wird ein Kraft-Weg-Diagramm erstellt (Abb. 5.8).

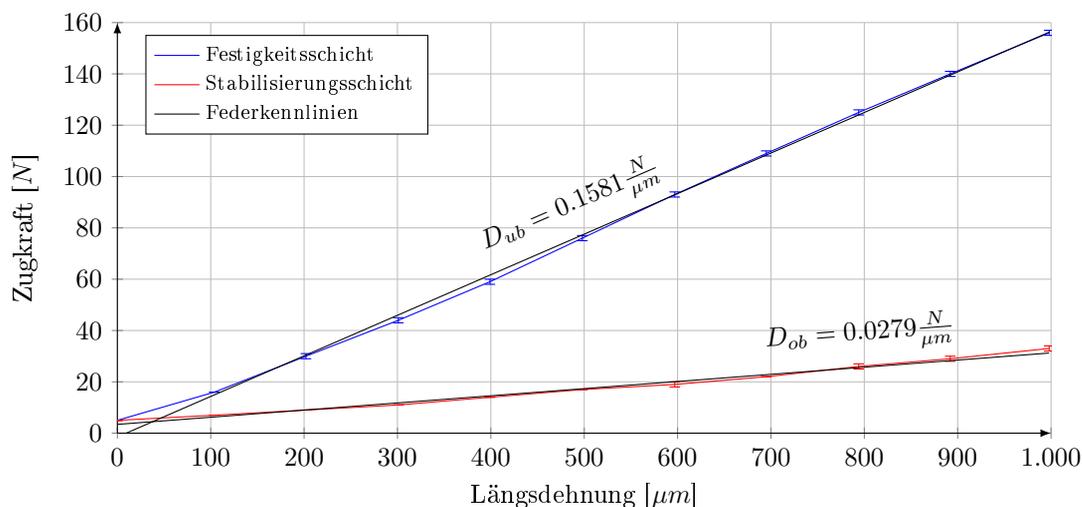


Abbildung 5.8: Verformungscharakteristik der Festigkeitsschicht und der Stabilisierungsschicht zur Ermittlung der Federkonstanten in Zugversuchen

Anhand der gewonnenen Daten wird die Steigung der Messkurve im Dehnungsbereich von 0 bis $1.000\mu\text{m}$ als die erste Ableitung des Kurvenverlaufs rechnerisch ermittelt, die der Federkonstante der Zugprobe entspricht $D_l = \frac{F_l}{\Delta l}$ und das Verformungsverhalten der untersuchten Probe in Lastrichtung beschreibt. Bei allen Drucktuchproben wird im untersuchten Deformationsbereich eine progressive Verformungscharakteristik verzeichnet, die für gewebeartige Strukturen im Bereich der kleineren Dehnungen charakteristisch

ist und infolge des Zusammensetzens von Gewebefasern bei steigender Zugkraft entsteht.

Anmerkung: In der Technik werden solche Verbundwerkstoffe mit dem effektiven E-Modul beschrieben, das keine homogenisierte Materialkonstante ist, anhand der die Verbundwerkstoffe mit der kontinuumsmechanischen Theorie in jeder Verformungsrichtung berechnet werden können. Vielmehr gilt es als Materialkennwert oder effektive Ingenieurskonstante einer Probe in einer Krafrichtung. Für ein perfektes Materialmodell des komplexen Materialverhaltens ist das effektive E-Modul suboptimal und es gibt nur Aufschluss über die Verformungscharakteristik der untersuchten Probe bei der Krafteinwirkung. Im strengeren Sinne entspricht diese Verformungscharakteristik einer Federkonstanten $D = \frac{F}{\Delta l}$, denn im Gegensatz zum E-Modul $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$, bezieht sich die Federkonstante nicht auf die prozentuale Verlängerung $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ infolge einer Spannung $\sigma = \frac{F}{A}$, sondern in der Werkstofftechnik ist damit die absolute Verlängerung Δl bei wirkender Kraft F gemeint. Um Missverständnisse zu vermeiden, wird in der vorliegenden Arbeit die elastische Verformungscharakteristik der Probestreifen mit der Federkonstante D definiert.

5.2.2 Ermittlung der Elastizitätskonstanten in Eindruckversuchen

Die Ermittlung der elastischen Materialkonstanten von Zylinderbezügen normal zur Bezugs Oberfläche wird in einachsigen quasistatischen Eindruckversuchen am Abrollprüfstand durchgeführt. Die Messung wird nach einem Vorlauf von 10.000 Überrollungen bei der Zylinderbeistellung von $s \approx 150 \mu\text{m}$ durchgeführt. Bei der Ermittlung wird der Stahlzylinder zuerst zum bezogenen Zylinder bis zur Radiallast von 45 N in die Anfangsposition verfahren und danach wird bei kontinuierlicher Messung der Radialkraft die Beistellung zyklisch bis zur Eindringtiefe von $\Delta h_{max} = 150 \mu\text{m}$ gesteigert und wieder auf die Anfangsposition abgebaut. Die in 5 Messzyklen gewonnenen Kennlinien werden gemittelt und aus der absoluten Eindringtiefe Δh und der gemessenen Radialkraft F_N wird ein Kraft-Weg-Diagramm erstellt (Abb. 5.9).

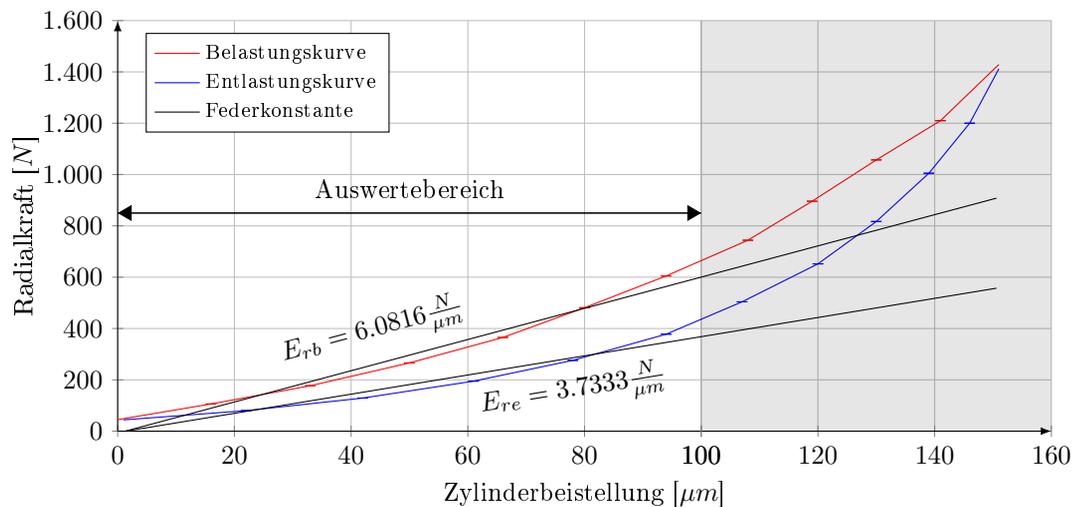


Abbildung 5.9: Verformungscharakteristik eines mehrschichtigen Zylinderbezuges in Dickenrichtung bei der Ermittlung der Federkonstanten in Eindruckversuchen

Die Federkonstante in Dickenrichtung $D_N = \frac{F_N}{\Delta h}$ wird über das Verformungsverhalten des untersuchten Zylinderbezuges als erste Ableitung der gewonnenen Kraft-Weg-Messkurve im Deformationsbereich von $0 \mu\text{m}$ bis $100 \mu\text{m}$ definiert. Die progressive Steigung der Messkurven ist zum einen auf die nichtlineare Elastizität des Zylinderbezuges in Dickenrichtung bei dieser Deformation und zum anderen auf die zunehmende Kontaktfläche der berührenden Zylinder bei steigender Zylinderbeistellung zurückzuführen.

Anmerkung 1: Bei Zylinderbezügen entsteht auch bei quasistatischen Eindruckversuchen eine Hysterese der Federkennlinien, die auf eine Energiedissipation infolge der Viskosität zurückzuführen ist. Die umschlossene Fläche der Hysteresisschleife (Abb. 5.9) stellt den vollständigen im Zylinderbezug dissipierten Energiebetrag pro Schleifendurchlauf dar und wird zu $\Delta W = \int_s F_N ds$ errechnet. Das Dämpfungsverhalten wird über den Verlustfaktor $\eta = \frac{\Delta W}{W}$ definiert, der das Verhältnis der Dissipationsenergie ΔW zur Formänderungsenergie W pro Lastzyklus beschreibt, wobei die Formänderungsenergie $W = \int_{s=0}^{s_{max}} \bar{F}_N ds$ der potenziellen Energie entspricht, die im maximalen Verformungszustand s_{max} gespeichert ist.

Anmerkung 2: Beim klassischen Eindruckversuch werden die Drucktuchproben in die Druckprüfmaschine flach eingelegt und mit einem flachen runden Stempel mit steigender Kraft in Dickenrichtung beansprucht. Die Eindringung des Prüfstempels wird auf einen Maximalwert von $1.350kPa$ linear gesteigert und wieder abgebaut. Dieses standardisierte Messverfahren gibt keine Auskunft über die Kompressibilität des Drucktuches, sondern über die Federkonstante des Drucktuches in Dickenrichtung.

5.3 Ermittlung der Fördereigenschaften

Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderaufzügen werden am speziell dafür gebauten und im Rahmen der vorliegenden Arbeit weiterentwickelten Abrollprüfstand (Kapitel 4.2, Seite 53) experimentell untersucht. Dabei werden die Drehgeschwindigkeiten des elastisch bezogenen Drucktuch- und des festen Gegendruckzylinders im Rollkontakt bei stufenweise steigender Zylinderbeistellung gemessen und das Förderverhalten des Zylinderbezuges wird als Funktion des Drehverhältnisses der gekoppelten Zylinder und der Beistellung ermittelt. Anhand der gewonnenen Daten werden charakteristische Kennlinien des Förderverhaltens erstellt und die Zylinderbezüge als positiv oder negativ fördernde charakterisiert. Das ermittelte Förderverhalten ist keine allgemein geltende Eigenschaft des untersuchten Zylinderbezuges, sondern bezieht sich auf den verwendeten Abrollprüfstand bei bestimmten Untersuchungsbedingungen.

Beim Ermittlungsvorgang werden die zugeschnittenen Drucktuchproben (Kapitel 4.3.1, Seite 66) auf den Drucktuchzylinder mithilfe der Spannvorrichtung montiert und mit einem Drehmomentschlüssel festgespannt. Von der gleichen Zugspannung bei allen Drucktuchproben kann jedoch nicht ausgegangen werden, denn der Spannleistenkanal weist eine scharfe Kante auf, die ein freies Rutschen über die Kanalante verhindert. Flexodruckplatten werden auf dem Zylinder aufgebaut, indem zuerst ein doppelseitiges Klischeeklebeband auf dem Zylinder angebracht und darauf eine Flexodruckform aufgeklebt wird.

Der bezogene Zylinder wird händisch abgerollt, um die Parallelität des Zylinderbezuges mit der Zylinderumfangsrichtung visuell zu prüfen. Beide Zylinder werden mit Isopropylalkohol gereinigt und in gleiche Winkelposition gebracht, sodass die Unrundheit der Zylinder (Kapitel 4.2.4, Seite 60) gleiche Auswirkung auf die Startbeistellung bei jedem Abrollversuch aufweist. Die Zylinder werden in Druckkontakt gebracht und die kraftschlüssige Zylinderkopplung wird sicherheitshalber mit mittlerer Kraft manuell geprüft. Damit die Proben ihre Betriebseigenschaften erreichen, wird ein Vorlauf bei der Beistellung von $150\mu m$ und der Drehfrequenz von $10Hz$ mit 10.000 Überrollungen durchgeführt. Danach wird der Stahlzylinder abgestellt und die Spannvorrichtung nachgezogen, um die durch Zusammensetzen und durch Dehnung entstandene Längenänderung der Drucktuchprobe zu beheben. Nach dem Vorbereitungsvorgang werden die Eindruckversuche zur Ermittlung der Federkonstante (Kapitel 5.2.2, Seite 79) durchgeführt.

Der Gegendruckzylinder wird erneut in die Nullstellung gebracht (Kapitel 4.2.9, Seite 65) und der Druck-

tuchzylinder auf die vorgegebene Drehfrequenz beschleunigt. Nach 50 Umdrehungen des Drucktuchzylinders wird die Erfassung der aktuellen Zylinderbeistellung s sowie der Drehzahlen des Drucktuch- n_{gz} und des Stahlzylinders n_{sz} automatisch gestartet und parallel dazu werden die Radialkraft F_N und das Antriebsmoment M_A sowie die Temperatur der Deckschicht T_{ds} kontinuierlich aufgezeichnet. Nach jeweils 100 Umdrehungen des Drucktuchzylinders wird die Zylinderbeistellung bei konstanter Drehgeschwindigkeit auf die nächste Beistellungsstufe $s_m = s_{m-1} + \Delta s$ um $\Delta s \approx 16\mu\text{m}$ erhöht (Abb. 5.10). Die Zylinderbeistellung wird in 10 Stufen gesteigert, woraus sich eine in $m = 11$ Beistellungsstufen s_{0-10} geteilte Endbeistellung von $s_{max} \approx 160\mu\text{m}$ ergibt und 11 charakteristische Messpunkte entstehen.

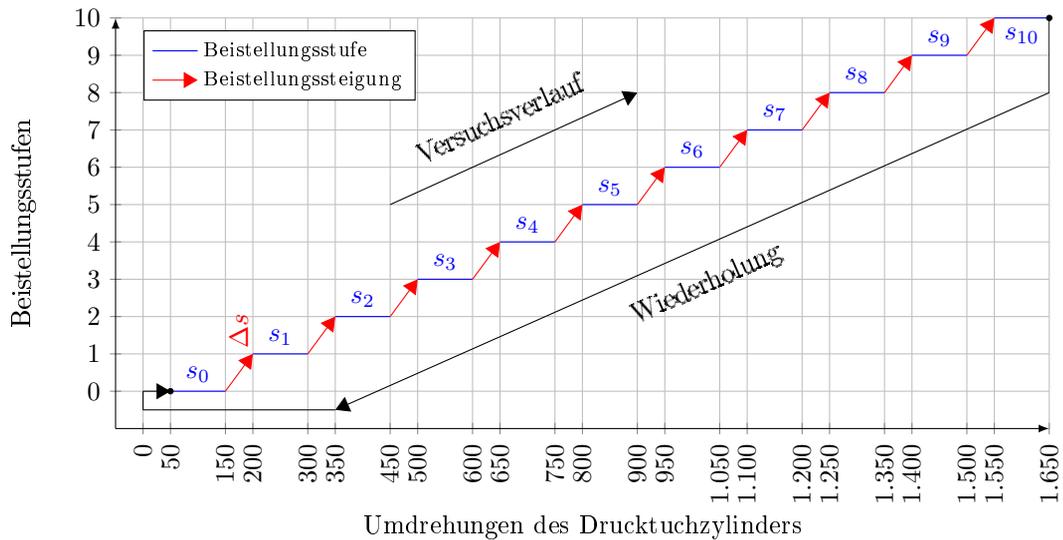


Abbildung 5.10: Schematische Darstellung des Versuchsablaufs bei der experimentellen Ermittlung der Fördereigenschaften von Zylinderbezügen am Abrollprüfstand

Um die Messunsicherheit zu verringern, werden bei jedem Zylinderbezug $n = 3$ Abrollversuche durchgeführt und die gewonnenen Messdaten werden gemittelt, um eine Kennlinie des Förderverhaltens zu bekommen. Der Einfluss der Drehfrequenz auf die Förderverhalten von Zylinderbezügen wird ermittelt, indem die 3 Abrollversuche bei der Drehfrequenz von 1Hz , 3Hz , 5Hz , 7Hz und 9Hz durchgeführt werden. Aus den 3 Wiederholungen und 5 Drehfrequenzen ergeben sich insgesamt 15 Messzyklen, die bei jedem Zylinderbezug vollautomatisch durchgeführt werden, ohne den Abrollversuch zu unterbrechen.

5.3.1 Messdatenerfassung

Um die erfassten Messwerte zuzuordnen, wird bei jeder Messwertausgabe ein Zeitstempel Z in Mikrosekunden in der ersten Tabellenspalte verzeichnet (Tabelle 5.1). In der zweiten und dritten Tabellenspalte werden die Zeitstempel der Auslösung des Drehzählersensors des Gummituch- Z_{gz} und des Stahlzylinders Z_{sz} in Mikrosekunden aufgezeichnet, mit einer Zeitvoreilung $Z > Z_{gz,sz}$, die dadurch entsteht, dass der Zeitstempel der Auslösung zuerst gespeichert und im nächsten Ausgabeschritt ausgegeben wird. In der vierten Spalte wird die am Näherungssensor gemessene Spannung s_V in Volt ausgegeben, mithilfe derer die radiale Position des Stahlzylinders bestimmt und daraus die Zylinderbeistellung ermittelt wird. In der fünften Tabellenspalte wird die Spannung am Radialkraftsensor an der Stahlzylinderachse N_V in Volt ausgelesen, die zu der Radialkraft im Druckspalt proportional ist. In der sechsten Spalte wird die erfasste Spannung am Zylinderantrieb M_V in Volt ausgelesen, anhand derer das Antriebsmoment gemessen wird. In der siebten Spalte wird die gemessene Temperatur der Zylinderbezugsfläche T_{ds} in $^{\circ}\text{C}$ ausgegeben.

5.3. Ermittlung der Fördereigenschaften

Zeitstempel der Datenausgabe	Zeitstempel des Gummizylinders	Zeitstempel des Stahlzylinders	Nahrungssensor am Stahlzylinder	Radialkraftsensor am Stahlzylinder	Drehmoment am Antrieb	Temperatur der Bezugsoberfläche
$Z[\mu s]$	$Z_{gz}[\mu s]$	$Z_{sz}[\mu s]$	$s_V[V]$	$N_V[V]$	$M_V[V]$	$T_{ds}[^\circ C]$
954811676	0	0	2,8806	1,0122	1,5603	29,69
954824476	954811464	0	2,8771	0,9591	1,5724	29,45
954838188	0	0	2,8814	1,0342	1,5349	29,55
954850988	0	954843636	2,8787	1,0474	1,5705	29,83
954864684	0	0	2,8801	0,9731	1,5547	29,63

Tabelle 5.1: Ausschnitt aus der am Abrollprüfstand erfassten Rohdatentabelle

Um die Datenauswertung unabhängig von der Zahl der Zylinderumdrehungen vollautomatisch durchzuführen, werden bei der Datenerfassung Auswertebereiche s_m definiert, indem der Zeitstempel des Beistellungsstufenanfangs $Z_{m,a}$ und des Beistellungsstufenendes $Z_{m,e}$ bei jeder Beistellungsstufe $m = 0 \rightarrow$ aufgezeichnet wird. Zusätzlich werden die 3 Wiederholungen und die 5 Drehfrequenzen numerisch definiert, da alle 15 Messungen eines Zylinderbezuges in einer Messdatentabelle erfasst werden.

5.3.2 Messdatenauswertung

Bei der Datenauswertung wird Anfang $Z_{m,a}$ und Ende $Z_{m,e}$ jeder Beistellungsstufe m innerhalb einer Wiederholung bei einer Drehfrequenz numerisch gefunden. Alle im Tabellenbereich von $Z_{m,a}$ bis $Z_{m,e}$ erfassten Messdaten beziehen sich auf die Beistellungsstufe m . Mithilfe der Zeitstempel Z_{gz} und Z_{sz} können Zylinderumdrehungen N_{gz} und N_{sz} gezählt sowie daraus die Zylinderdrehfrequenzen n_{gz} und n_{sz} errechnet werden. Da die erste Umdrehung mit einem Zeitstempel anfängt und die letzte Umdrehung mit einem weiteren Zeitstempel endet, enthält jeder Zylinder in jeder Beistellungsstufe einen Zeitstempel mehr als Zahl der Umdrehungen. Für jede Beistellungsstufe m wird die mittlere Drehfrequenz als Quotient der Umdrehungen N_m und der Differenz des letzten Zeitstempels Z_e und des ersten Zeitstempels Z_a des jeweiligen Zylinders in der auszuwertenden Beistellungsstufe errechnet $\bar{n}_m = \frac{N_m}{Z_e - Z_a}$.

Da die – durch den relativ langsamen Spannungssensor kleine – Abtastfrequenz der Messkarte von $72Hz$ größer als die höchste Zylinderdrehfrequenz von $9Hz$ ist, werden mindestens 8 Einzelmessungen jedes Sensors bei jeder Zylinderumdrehung und mindestens 800 Messungen in jeder Beistellungsstufe aufgezeichnet. Aus den in einer Beistellungsstufe erfassten Einzelmesswerten s_V , N_V , M_V und T_{ds} werden Mittelwerte jeder Messgröße gebildet und der jeweiligen Beistellungsstufe m zugeordnet (Tabelle 5.2). Durch die Datenmittlung werden alle Schwankungen ausgeglichen, die Messzuverlassigkeit steigt und alle Messgrößen innerhalb jeder Beistellungsstufe m können als Funktion der Beistellung ermittelt werden.

Um die Zylinderbeistellung bei jeder Beistellungsstufe zu ermitteln, wird der Spannungsanstieg jeder mittleren Stahlzylinderposition $\bar{s}_{V,m}$ relativ zur Anfangsposition $\bar{s}_{V,0}$ errechnet $\Delta s_{V,m} = \bar{s}_{V,m} - \bar{s}_{V,0}$ und mithilfe des Kalibrierungsfaktors k (Kapitel 4.2.2, Seite 57) in Mikrometer definiert $s_m = k\Delta s_{V,m}$ (Tabelle 5.3). Aus den mittleren Spannungen am Radialkraftaufnehmer $\bar{N}_{V,m}$ und dem ermittelten Kalibrierungsfaktor k (Kapitel 4.2.1, Seite 55) wird die Radialkraft im Druckspalt bei jeder Beistellungsstufe in Newton definiert $N_{s,m} = k\bar{N}_{V,m}$. Da das Antriebsdrehmoment in Abrollvorversuchen den Wert von $30Nm$ nicht übersteigt, wird die Ausgangsspannung am Antrieb so eingestellt, dass 5% des Maximaldrehmomentes des

Beistellungsstufe	Drehfrequenz des Gummizylinders	Drehfrequenz des Stahlzylinders	Position des Stahlzylinders	Radialkraft im Druckspalt	Drehmoment am Antrieb	Temperatur der Bezugsoberfläche
m	$\bar{n}_{gz,m} [Hz]$	$\bar{n}_{sz,m} [Hz]$	$\bar{s}_{V,m} [V]$	$\bar{F}_{V,m} [V]$	$\bar{M}_{V,m} [V]$	$\bar{T}_{ds,m} [^{\circ}C]$
0	9,0071	9,0081	1,6117	0,3241	0,8671	29,18
1	9,0071	9,0093	1,6941	0,4856	0,8966	29,01
2	9,0071	9,0111	1,7774	0,6727	0,9375	28,93
3	9,0071	9,013	1,8622	0,8845	0,9902	28,94
4	9,0071	9,0151	1,9437	1,1207	1,0521	29,02
5	9,0071	9,0173	2,0211	1,3722	1,1214	29,12
6	9,0071	9,0194	2,0979	1,6439	1,2088	29,25
7	9,0071	9,0216	2,1725	1,9347	1,3103	29,4
8	9,0071	9,0236	2,2403	2,2256	1,4264	29,54
9	9,0071	9,0257	2,3075	2,5189	1,5518	29,75
10	9,0071	9,0275	2,3686	2,8132	1,6834	29,92

Tabelle 5.2: Ausgewertete Rohdaten aus dem Abrollprüfstand

Antriebes von $102Nm$ einem Volt entspricht, woraus sich der Kalibrierungsfaktor des Antriebsmomentes zu $k = \frac{102Nm}{20V} = 5,1 \frac{Nm}{V}$ ergibt. Anhand der mittleren Spannungen $\bar{M}_{V,m}$ bei jeder Beistellungsstufe und mithilfe des Kalibrierungsfaktors wird das Drehmoment zu $M_{a,m} = k\bar{M}_{V,m}$ in Newtonmeter errechnet.

Beistellungsstufe	Zylinderbeistellung	Drehzahldifferenz des Stahlzylinders	Förderverhalten vom Zylinderbezug	Radialkraft im Druckspalt	Drehmoment am Antrieb	Temperatur der Bezugsoberfläche
m	$s_m [\mu m]$	$\beta_{a,m} [\%_0]$	$\beta_{s,m} [\%_0]$	$F_{s,m} [N]$	$M_{a,m} [Nm]$	$T_m [^{\circ}C]$
0	0	0,1139	0	147,29	4,42	29,18
1	14,75	0,2459	0,1320	220,71	4,57	29,01
2	29,64	0,4397	0,3259	305,79	4,78	28,93
3	44,82	0,6613	0,5474	402,04	5,05	28,94
4	59,41	0,8943	0,7804	509,40	5,37	29,02
5	73,25	1,1281	1,0142	623,72	5,72	29,12
6	86,99	1,3694	1,2555	747,24	6,16	29,25
7	100,33	1,6119	1,4980	879,40	6,68	29,40
8	112,46	1,8352	1,7213	1.011,62	7,27	29,54
9	124,50	2,0611	1,9472	1.144,97	7,91	29,75
10	135,43	2,2685	2,1547	1.278,73	8,58	29,92

Tabelle 5.3: Ausgewertete und in korrekte Einheiten umgerechnete Messdaten

Anhand der mittleren Drehfrequenzen des Drucktuch- $\bar{n}_{gz,m}$ und des Stahlzylinders $\bar{n}_{sz,m}$ wird die prozentuale Drehzahldifferenz der Zylinder bei jeder Beistellungsstufe m errechnet $\beta_{a,m} = \frac{\bar{n}_{sz,m} - \bar{n}_{gz,m}}{\bar{n}_{gz,m}}$. Dabei setzt sich die Gesamtabweichung $\beta_{a,m} = \beta_g + \beta_{s,m}$ aus der infolge der unterschiedlichen Zylinderradien $r_{sz} \neq r_{gz}$ entstandenen Drehzahldifferenz $\beta_g = \frac{r_{gz} - r_{sz}}{r_{sz}}$ und dem Förderverhalten des Zylinderbezuges $\beta_{s,m}$ zusammen. Unter der Annahme, dass keine Deformation des Zylinderbezuges bei Nullstellung $s_0 = 0$ stattfindet, ist das Förderverhalten des Zylinderbezuges neutral $\beta_{s,0} = 0$, sodass die geometrische Drehfrequenzabweichung β_g gleich der bei der Nullstellung gemessenen Drehfrequenzdifferenz ist $\beta_{a,0} = \beta_g$. Das Förderverhalten des Zylinderbezuges $\beta_{s,m}$ bei der Zylinderbeistellung s_m wird unabhängig von der geometrischen Drehzahldifferenz β_g als Differenz der Gesamtabweichung $\beta_{a,m}$ bei der Zylinderbeistellung s_m und der Gesamtabweichung bei der Nullstellung $\beta_{a,0}$ zu $\beta_{s,m} = \beta_{a,m} - \beta_{a,0}$ errechnet.

5.3. Ermittlung der Fördereigenschaften

Der Auswertevorgang wird für alle 3 Wiederholungen vollautomatisch durchgeführt und aus den 3 Messpunkten werden Mittelwerte bei jeder Zylinderbeistellung gebildet, die das Förderverhalten eines Zylinderbezuges im untersuchten Beistellungsbereich bei einer Drehfrequenz beschreiben. Diese Auswerteprozedur wird für jede der 5 Drehfrequenzen wiederholt, woraus sich für jeden Zylinderbezug 5 Kennlinien des Förderverhaltens ergeben, wobei sich jede aus 3 gemittelten Wiederholungen zusammensetzt.

Anmerkung: Bei konstanter Drehfrequenz des Drucktuchzylinders $\bar{n}_{gz,m} = const.$ kann das Förderverhalten des Zylinderbezuges als prozentuale Abweichung der Drehfrequenz des Gegendruckzylinders $\bar{n}_{sz,m}$ in der Beistellungsstufe m von der Drehfrequenz bei der Nullstellung $\bar{n}_{sz,0}$ zu $\beta_{s,m} = \frac{\bar{n}_{sz,m} - \bar{n}_{sz,0}}{\bar{n}_{sz,0}}$ errechnet werden. Durch die Gesamtabweichungen $\beta_{a,m}$ werden die Drehzahlen beider Zylinder gekoppelt, infolgedessen wird ein durch eventuelle Schwankung der Drehgeschwindigkeit des Drucktuchzylinders $\bar{n}_{gz} \neq const. \Rightarrow \bar{n}_{sz} \neq const.$ verfälschtes Förderverhalten des Zylinderbezuges ausgeschlossen.

5.3.3 Messdatenvisualisierung

Die durch Mittelung der 3 Wiederholungen gewonnenen Auswertedaten werden mit einer Messkurve dargestellt, indem das ermittelte Förderverhalten $\beta_{s,m}$ (Ordinate) zu der Zylinderbeistellung s_m (Abszisse) in Korrelation gestellt wird (Abb. 5.11). Die Messkurve stellt die Kennlinie des Förderverhaltens des Zylinderbezuges dar und bildet seine Fördereigenschaften abhängig von der Zylinderbeistellung ab.

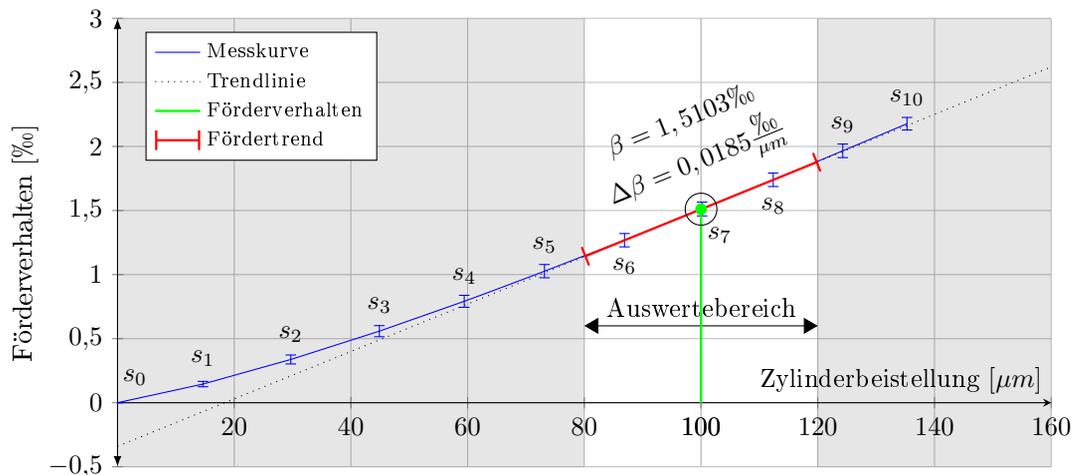


Abbildung 5.11: Ermittelte Kennlinie des Förderverhaltens eines Zylinderbezuges

Um das Förderverhalten des Zylinderbezuges anhand der ausgewerteten Messdaten zu quantifizieren, wird der absolute Wert der gewonnenen Förderkennlinie β bei einer praxisrelevanten Zylinderbeistellung von $s = 100\mu m$ rechnerisch ermittelt, die als Referenzpunkt benannt wird. Zusätzlich wird die Steigung der Kennlinie des Förderverhaltens in einem praxisrelevanten Beistellungsbereich von 80 bis $120\mu m$ als eine weitere Eigenschaft des Zylinderbezuges in der vorliegenden Arbeit eingeführt und als Fördertrend $\Delta\beta$ bezeichnet. Dabei beschreibt der Fördertrend die Empfindlichkeit eines Zylinderbezuges, bei steigender Zylinderbeistellung sein Förderverhalten zu ändern. Infolge der größten praktischen Bedeutung werden die untersuchten Zylinderaufzüge anhand der bei $9Hz$ gewonnenen Messwerte charakterisiert.

Anmerkung: Um die Messergebnisse in der vorliegenden Arbeit leichter zu unterscheiden, wird die x-Achse bei den am Abrollprüfstand gewonnenen Förderkennlinien als Zylinderbeistellung und bei den am Abrolldemonstrator (Kapitel 4.1.3, Seite 52) gewonnenen Förderkennlinien als Beistellung beschriftet.

Kapitel 6

Förderverhalten von Zylinderaufzügen

Alle Rotationskörper weisen bestimmte Fördereigenschaften auf. Das Förderverhalten eines rollenden Zylinders wird als geförderte Länge oder als zurückgelegte Strecke in einem Zeitraum oder bei einem Drehwinkel definiert. Während bei idealen Zylindern die Förderlänge und die abgewickelte Zylindermantellänge übereinstimmen, weichen die zwei Längen bei realen Zylindern voneinander ab. Diese Förderabweichung ist für alle realen Zylinder charakteristisch und bei bezogenen Zylindern auf die Fördereigenschaften von Zylinderbezügen zurückzuführen. Das Förderverhalten vom bezogenen Zylinder setzt sich aus dem geometrischen Förderverhalten des Zylinders und dem Förderverhalten vom Zylinderbezug zusammen.

Das Förderverhalten des Zylinderbezuges wird als prozentuale Abweichung des realen von dem geometrischen Förderverhalten des bezogenen Zylinders definiert, die in der vorliegenden Arbeit in Promille ausgedrückt wird. Dabei ist das Förderverhalten keine feste Eigenschaft eines Zylinderbezuges, sondern hängt von vielen Einflussfaktoren ab, die weitgehend auf die reversiblen Deformationen der Einzelschichten des Zylinderbezuges im Druckspalt zurückzuführen sind. Im Gegensatz zum idealen Förderverhalten, das mit einfachen geometrischen Ansätzen definiert wird, sind die Fördereigenschaften von realen Zylindern komplexer und hängen sowohl von inneren als auch von äußeren Einflussgrößen ab.

Anlehnend an die in Kapitel 3 vorgestellten theoretischen und experimentellen Arbeiten werden neue theoretische Ansätze zum Förderverhalten mehrschichtiger Zylinderaufzüge aufgestellt, die anschließend mithilfe der aufgebauten und in Kapitel 4 beschriebenen Untersuchungsvorrichtung und mit den entwickelten und in Kapitel 5 beschriebenen Untersuchungsmethoden visuell dargestellt und experimentell geprüft werden. Die in diesem Kapitel verwendeten Messergebnisse stellen lediglich Anhaltspunkte zum Förderverhalten von Zylinderbezügen dar, mit deren Hilfe die theoretischen Ansätze überprüft werden.

Um die Fördereigenschaften eines bezogenen Zylinders allgemein zu erklären, werden zuerst die Grundlagen des Förderverhaltens einfacherer rund-flach (Kapitel 6.1, Seite 86) und rund-rund (Kapitel 6.2, Seite 88) Rollkontakte abgehandelt und darauf aufbauend werden komplexere und realitätsgetreuere Modelle erläutert. Hierfür wird auf die Ursachen der Entstehung sowohl des positiven (Kapitel 6.3, Seite 90) als auch des negativen (Kapitel 6.4, Seite 104) Förderverhaltens von Zylinderbezügen hingedeutet, die in der vorliegenden Arbeit, trotz der zahlreichen Wechselwirkungen und Überschneidungen, getrennt abgehandelt werden. Neben den Einflüssen der Deformationen im Inneren des Zylinderbezuges werden zusätzliche Einflussgrößen experimentell ermittelt (Kapitel 6.5, Seite 116), die das Förderverhalten eines bezogenen Zylinders beeinflussen und nicht infolge der Fördereigenschaften des Zylinderbezuges entstehen.

6.1 Förderverhalten eines Zylinders (rund-flach)

Die Grundprinzipien des Förderverhaltens werden mit einem auf flacher Ebene abrollenden Zylinder erläutert. In diesem Kapitel wird das Förderverhalten als zweidimensionales Problem geometrisch untersucht und die Auswirkungen werden ermittelt, ohne auf die Entstehungsursachen einzugehen. Um die reversiblen Deformationen des Zylinderbezuges geometrisch zu ermitteln, wird der Zylinderbezug als plastischer Werkstoff und unter Vernachlässigung des Volumenerhaltungsgesetzes schematisch dargestellt. Zusätzlich wird der Zylinderbezug nach dem Kontaktbereich sowohl vom Zylinder als auch von der Lauffläche getrennt, sodass die Längenänderungen bei der schematischen Darstellung erhalten bleiben.

6.1.1 Theoretische Ansätze des Förderverhaltens (rund-flach)

Ein idealer Zylinder und eine flache Lauffläche können zweidimensional als ein Kreis und eine Gerade, die sich in einem Punkt berühren, dargestellt werden (Abb. 6.1). Dabei wird das Abrollen des Zylinders als Kombination der gleichzeitigen Translation v_m des Kreises entlang der Gerade und der Rotation ω des Kreises um den Mittelpunkt m simuliert. Beim idealen Abrollen sind der abgewickelte Zylinderumfang $\overline{A_1A_\varphi}$ und die zurückgelegte Weglänge $\overline{A_0A_1}$ gleich und werden als Produkt des Drehwinkels φ und des Zylinderradius r geometrisch definiert $W_{g,\varphi} = r\varphi$. Die Verschiebungsgeschwindigkeit des idealen Zylinders v_m bei einer Drehgeschwindigkeit $\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$ ist gleich der Tangentialgeschwindigkeit $v_t = \omega r$ der Zylinderoberfläche und entspricht dem geometrischen Förderverhalten des Zylinders $\beta_g = r \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$, das als Zylindermantellänge $r\Delta\varphi$, die im Zeitraum Δt durch den Berührungspunkt durchläuft definiert wird.

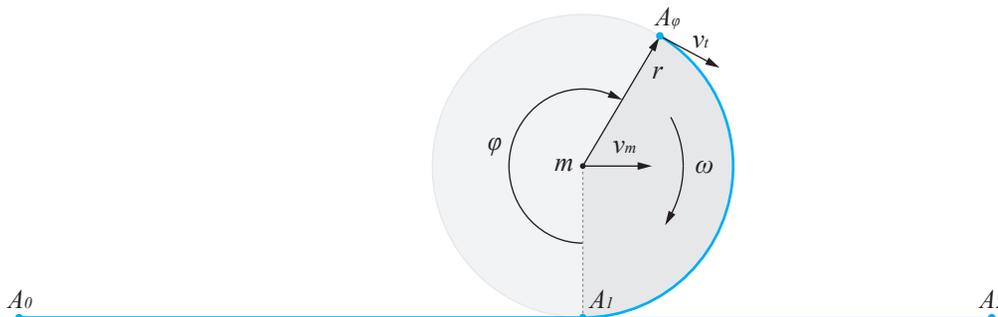


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung des Abrollens eines idealen Zylinders auf flacher Lauffläche

Um das Förderverhalten eines realen Zylinders zu erläutern, wird jeweils ein positiv bezogener (oberer) und ein negativ bezogener (unterer) Zylinder schematisch dargestellt (Abb. 6.2) und zwei charakteristische Längen werden eingeführt. Zum einen ist das die geometrische Zylinderoberflächenlänge $\overline{A_7A_\varphi} = \overline{B_7B_\varphi} = r\varphi$, die sich aus dem Zylinderradius r und dem Drehwinkel φ ergibt und die der geometrischen Laufstrecke $W_g = \overline{P_0P_7}$ entspricht. Zum anderen ist das die effektive Zylindermantellänge $\overline{A_0A_7} = W_g(1 + \varepsilon_A)$ bzw. $\overline{B_0B_7} = W_g(1 + \varepsilon_B)$, die infolge der Längenänderung der Zylinderoberfläche ε_A bzw. ε_B im Kontaktbereich entsteht und gleich der zurückgelegten Laufbahnlänge $W_{rA} = \overline{P_0P_{7A}}$ bzw. $W_{rB} = \overline{P_0P_{7B}}$ ist. Dabei sind $\varepsilon_A = \frac{\Delta l_A}{l}$ und $\varepsilon_B = \frac{\Delta l_B}{l}$ die prozentualen Längenänderungen der Zylinderoberfläche, die sich aus den absoluten Auslenkungen $\Delta l_A = l'_A - l$ und $\Delta l_B = l'_B - l$ der gleichen Zylinderbezugsabschnitte l ergeben. Die prozentuale Längenänderung des Zylinderbezuges ε_l entspricht der prozentualen Weglängendifferenz ε_W , die das Verhalten der geometrischen W_g und der realen W_r Weglänge definiert $W_r = W_g(1 + \varepsilon_W)$.

Bei verformbaren Laufflächen hängt die Weglängendifferenz $\varepsilon_W = \varepsilon_l - \varepsilon_P$ sowohl von der Längenänderung des Zylinderbezuges $\varepsilon_l \neq 0$ als auch von der Längenänderung der Lauffläche $\varepsilon_P \neq 0$ ab. Wenn die

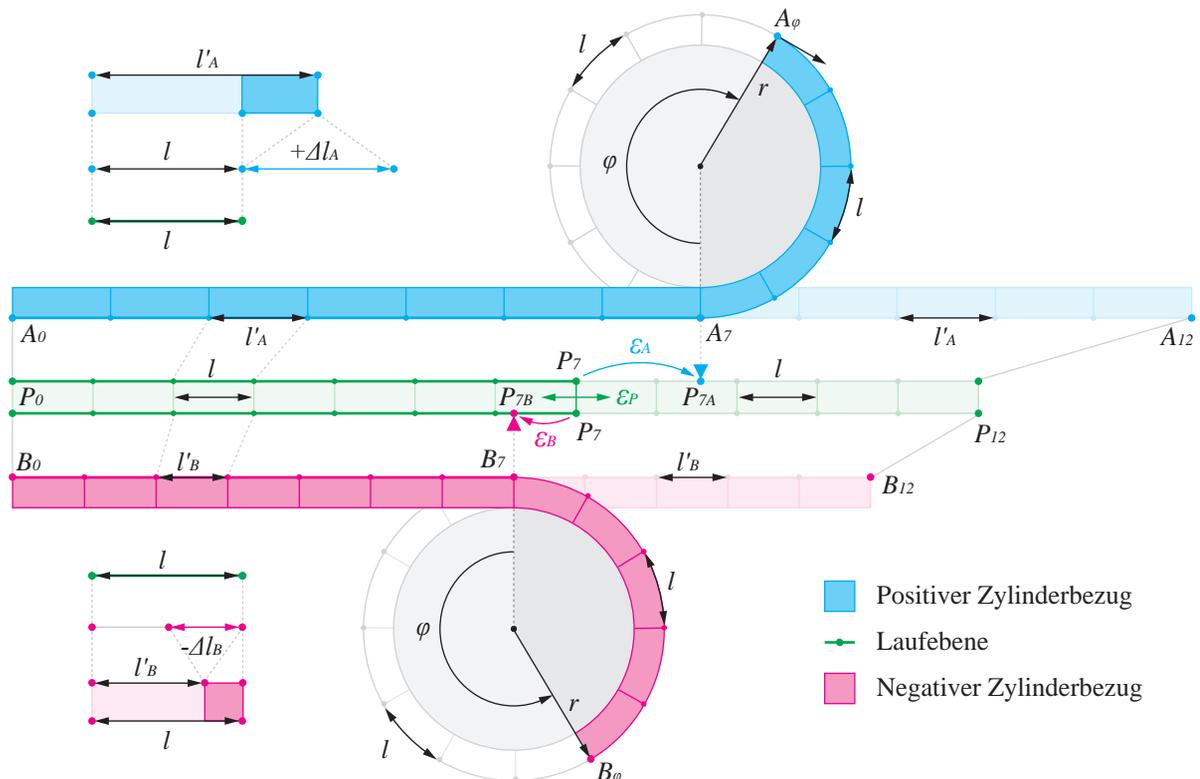


Abbildung 6.2: Schematisch Darstellung des Abrollverhaltens eines bezogenen Zylinders auf flacher Laufebene mit positiv förderndem (oben) und negativ fördernden (unten) Zylinderbezug

Längenänderung der Zylinderbezugsfläche ε_l viel größer als die Längenänderung der Laufebene ε_P ist $\varepsilon_l \gg \varepsilon_P$ (z.B. Gummi gegen Stahl), wird die Längenänderung der Laufebene vernachlässigt $\varepsilon_P = 0$, sodass die gesamte Weglängendifferenz ε_W auf die Längenänderung des Zylinderbezuges zurückzuführen ist $\varepsilon_W = \varepsilon_l$ und als Förderverhalten des Zylinderbezuges $\beta = \varepsilon_l$ bezeichnet wird. Bei gleicher Längenänderung des Zylinderbezuges und der Laufebene $\varepsilon_l = \varepsilon_P$ sind die zurückgelegte und die geometrische Weglänge gleich $W_r = W_g$ und der Zylinderbezug fördert neutral $\beta = 0$. Wenn die Längenänderung des Zylinderbezuges größer als die Längenänderung der Laufebene $\varepsilon_l > \varepsilon_P \Rightarrow \varepsilon_W > 0$ ist, entsteht eine Laufwegvergrößerung $W_r > W_g$ und der Zylinderbezug wird als positiv förderndes bezeichnet $\beta > 0$. Wenn die Längenänderung des Zylinderbezuges kleiner als die Auslenkung der Laufebene $\varepsilon_l < \varepsilon_P \Rightarrow \varepsilon_W < 0$ ist, entsteht eine Laufwegverkleinerung $W_r < W_g$ und der Zylinderbezug wird als negativ förderndes bezeichnet $\beta < 0$.

6.1.2 Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze (rund-flach)

Die im vorhergehenden Kapitel 6.1.1 vorgestellten theoretischen Ansätze werden in experimentellen Abrollversuchen überprüft. Das Ziel des Experimentes ist prinzipiell zu zeigen, dass beim realen Abrollen eines bezogenen Zylinders eine Abweichung der zurückgelegten und der geometrischen Weglänge entsteht, die sowohl positiv als auch negativ sein kann, sowie dass diese durch die Längenänderung der Zylinderbezugsfläche hervorgerufen wird. Hierfür werden drei gleiche Kugellager mit unterschiedlichen Zylinderaufzügen bezogen und auf einer Metallplatte bei verschiedenen Andruckkräften händisch abgerollt, sodass für dieses Experiment keine spezielle Untersuchungsvorrichtung notwendig ist. Dabei wird das Förderverhalten der Zylinderbezüge zur Hypothesenprüfung nur als positiv oder negativ qualifiziert.

Die Kugellagerbezüge werden mithilfe der Flexodruckplatten (Tabelle 7.1, Seite 128) und Klischeekle-

6.2. Förderverhalten zweier Zylinder (rund-rund)

bebänder (Tabelle 7.3, Seite 129) so aufgebaut, dass sie unterschiedliche Fördereigenschaften aufweisen (Abb. 6.3). Für den positiven Bezug $\varepsilon_l > 0$ wird die Flexodruckplatte FP05 mit dem harten Doppelklebeband verwendet (Abb. 6.3a) und der negative Bezug $\varepsilon_l < 0$ besteht aus der Flexodruckplatte FP01 und dem weichen Doppelklebeband (Abb. 6.3b). Beim dritten Kugellagerbezug wird die Flexodruckplatte FP05 auf das Doppelklebeband so aufgeklebt, dass die dehnfeste Trägerfolie auf der Außenseite des Bezuges liegt (Abb. 6.3c), sodass die Längenänderung der Bezugsoberfläche ausgeschlossen ist $\varepsilon_l \approx 0$.

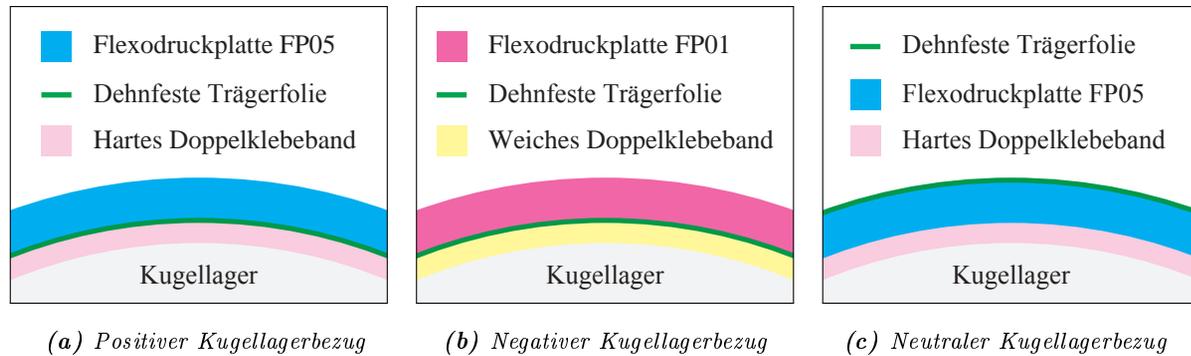


Abbildung 6.3: Schematische Darstellung des Aufbaus der Kugellagerbezüge zur Überprüfung der Hypothese des Förderverhaltens eines bezogenen Zylinders auf flacher Laufebene

Unter der Annahme, dass bei einer geringen Anpresskraft die Radialdeformation so klein ist, dass keine Längenänderung der Bezugsoberfläche stattfindet $\varepsilon_l = 0$, wird der geometrische Weg experimentell ermittelt $W_g = W_r$, indem die bezogenen Kugellager bei möglichst kleiner Andruckkraft auf der Metallplatte in n Vollumdrehungen abgerollt werden. Um eine Längenänderung der Bezugsoberfläche $\varepsilon_l \neq 0$ im Kontaktbereich zu erzeugen und dadurch eine Längenänderung des zurückgelegten Weges hervorzurufen $W_r = W_g (1 + \varepsilon_l)$, werden die bezogenen Kugellager bei einer höheren Andruckkraft in n Vollumdrehungen erneut abgerollt. Dabei wird festgestellt, dass beim Kugellager mit dem Bezug 6.3a mit steigender Andruckkraft eine Laufwegvergrößerung $W_r > W_g$ entsteht, sowie dass beim Kugellager mit dem Bezug 6.3b eine Laufwegverkleinerung $W_r < W_g$ stattfindet. Beim Kugellager mit dem Bezug 6.3c wird dagegen keine wesentliche und von der Andruckkraft abhängige Weglängenänderung verzeichnet $W_r = W_g$.

6.2 Förderverhalten zweier Zylinder (rund-rund)

Die im vorhergehenden Kapitel 6.1.1 vorgestellten Grundprinzipien werden erweitert, indem die flache Laufebene mit einem festen Gegendruckzylinder ersetzt wird. Bei realen Zylinderpaaren, die aus unterschiedlichen Werkstoffen bestehen (Reynolds-Schlupf, $E_{gz} \neq E_{sz}$, $\nu_{gz} \neq \nu_{sz}$), ungleiche Radien aufweisen (Heathcote-Schlupf, $r_{gz} \neq r_{sz}$) oder ein Drehmoment übertragen (Carter-Poritsky-Föppl Schlupf, $M \neq 0$) findet eine Differenz des geometrischen und der tatsächlichen Dreh- und Übersetzungsverhältnisses statt (siehe Seite 23). Diese Drehzahldifferenz entsteht infolge der unterschiedlichen Tangentialdehnungen der Zylinderoberflächen im Druckspalt, die durch verschiedene Radialdeformationen, unterschiedliche Materialeigenschaften oder verschiedene Beanspruchungen in Laufrichtung hervorgerufen werden.

6.2.1 Theoretische Ansätze des Förderverhaltens (rund-rund)

Ein Zylinderpaar besteht aus zwei parallelen Zylindern, die sich über Mantelflächen berühren und um ihre Zylinderachsen drehen. Die Kinematik eines Zylinderpaares wird mithilfe zweier einander berüh-

render und um Mittelpunkte rotierenden Kreise dargestellt (Abb. 6.4). Bei idealen Zylinderpaaren sind Differenzlängen und Differenzgeschwindigkeiten der Zylinderoberflächen im Berührungspunkt P_0 ausgeschlossen. Die abgewickelten Zylinderoberflächenlängen beider Zylinder sind gleich und das geometrische Förderverhalten wird als Produkt des Drehwinkels φ und des Radius r des jeweiligen Zylinders definiert $\overline{P_0A_\varphi} = \varphi r_A = \overline{P_0B_\varphi} = \varphi r_B$. Durch Zylinderkopplung weisen die Zylinderpartner gleiche Tangentialgeschwindigkeiten auf $v_T = \omega_A r_A = \omega_B r_B$ und das Drehverhältnis hängt ausschließlich von den Zylinderradien ab. Da die Zylinderkopplung über die Zylinderoberflächen erfolgt, wird das Drehverhältnis der Zylinder bei der Ermittlung der Fördereigenschaften über Zylinderumfänge definiert $\omega_A U_A = \omega_B U_B$.

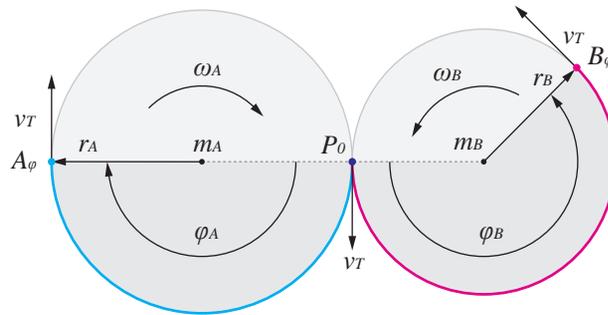


Abbildung 6.4: Schematische Darstellung des Förderverhaltens von idealen Zylindern

Bei einem real bezogenen Zylinder findet eine Radialdeformation des Zylinderbezuges im Druckspalt statt, die eine Tangentialdeformation der Zylinderbezugsoberfläche ε_l hervorruft, infolgedessen weicht der effektive Zylinderumfang $U_e = U_g(1 + \varepsilon_l)$ des bezogenen Zylinders von seinem geometrischen Umfang U_g ab. Die prozentuale Längenänderung der Zylinderbezugsoberfläche ε_l bestimmt das Förderverhalten des Zylinderbezuges $\beta = \varepsilon_l$ und bei gekoppelten Zylindern ändert das Dreh- und Übersetzungsverhältnis des Zylinderpaares $i = \frac{U_e}{U_P} = \frac{U_g}{U_P}(1 + \beta)$, wobei U_P den Umfang des festen Gegendruckzylinders darstellt.

In der Abbildung 6.5 werden drei gekoppelte Zylinder gleicher Radien dargestellt, wobei der linke mit einem positiven und der rechte Zylinder mit einem negativen Zylinderaufzug bezogen ist. Bei der positiven Längenänderung des Zylinderbezuges $\varepsilon_l > 0$, nimmt der effektive Umfang des bezogenen Zylinders zu $U_{eA} > U_g$ und die Förderlänge wird größer $\overline{P_0P_\varphi} > \overline{A_0A_\varphi}$ (positives Förderverhalten), sodass die Dreh- und Tangentialgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders zunehmen ($\omega > \omega_A$, $v_T > v_{TA}$). Bei der negativen Längenänderung des Zylinderbezuges $\varepsilon_l < 0$ wird der effektive Umfang des bezogenen Zylinder kleiner $U_{eB} < U_g$ und die Förderlänge nimmt ab $\overline{P_0P_\varphi} < \overline{B_0B_\varphi}$ (negatives Förderverhalten), infolgedessen werden die Dreh- und Tangentialgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders kleiner ($\omega < \omega_B$, $v_T < v_{TB}$).

Die lokale Längenänderung der Zylinderbezugsoberfläche bestimmt die Fördereigenschaften des Zylinderbezuges direkt und die Deformationen innerhalb eines Zylinderbezuges weisen einen indirekten Einfluss auf das Förderverhalten auf, indem sie die Längenänderung der Bezugsoberfläche beeinflussen. Demzufolge wird der Tangentialdeformation der Zylinderbezugsoberfläche und den auf die Bezugsoberfläche wirkenden Einflussfaktoren bei der Ermittlung des Förderverhaltens besondere Bedeutung beigemessen.

6.2.2 Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze (rund-rund)

Um die im vorhergehenden Kapitel 6.2.1 vorgestellten theoretischen Ansätze zu überprüfen, werden experimentelle Abrollversuche mit dem Abrolldemonstrator (Kapitel 4.1.3, Seite 52) durchgeführt. Im ersten Abrollversuch wird eine Flexodruckplatte an das Kugellager so aufgeklebt, dass die dehnfeste Trägerfolie

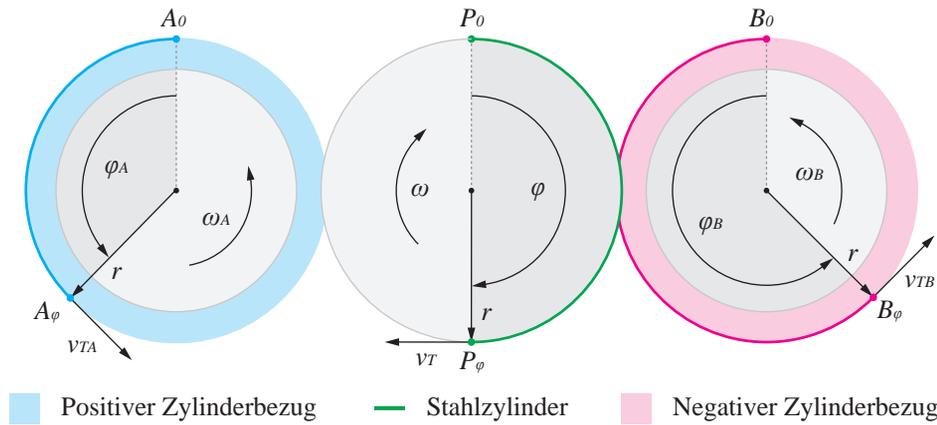
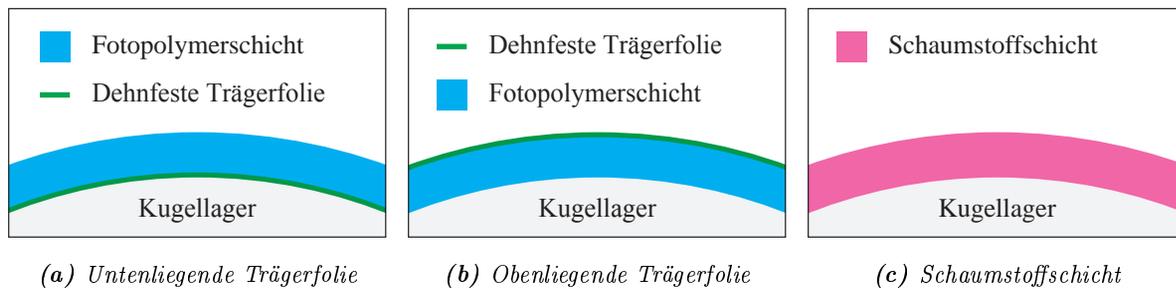


Abbildung 6.5: Schematische Darstellung der Auswirkung des Förderverhaltens eines positiv bezogenen (links) und eines negativ bezogenen (rechts) Zylinders auf das Drehverhalten eines Zylinderpaares

auf der Kugellageroberfläche liegt (Abb. 6.6a), sodass die Längenänderungen der Bezugs Oberfläche im Druckspalt stattfinden können $\varepsilon_l \neq 0$. Im zweiten Abrollversuch wird die Flexodruckplatte so montiert, dass die Fotopolymerschicht auf der Kugellageroberfläche liegt (Abb. 6.6b), sodass die Längenänderungen der Zylinderbezugs Oberfläche durch die Trägerfolie ausgeschlossen sind $\varepsilon_l = 0$. Im dritten Abrollversuch wird das Kugellager mit einer elastischen und kompressiblen Schaumstoffschicht bezogen (Abb. 6.6c), die keine Trägerfolie enthält, sodass die Längenänderungen der Bezugs Oberfläche stattfinden können $\varepsilon_l \neq 0$.



(a) Untenliegende Trägerfolie

(b) Obenliegende Trägerfolie

(c) Schaumstoffschicht

Abbildung 6.6: Schematische Darstellung drei verschiedener Kugellageraufzüge zur experimentellen Überprüfung der Hypothese des Förderverhaltens eines realen Zylinderbezuges

Aus den Messergebnissen (Abb. 6.7) geht hervor, dass das Förderverhalten des Zylinderbezuges sowohl vom Aufbau als auch von den Materialeigenschaften der einzelnen Aufbausichten des Zylinderbezuges abhängt, sowie dass es infolge der Längenänderung der Zylinderbezugs Oberfläche im Kontaktbereich entsteht. Der Zylinderbezug 6.6a fördert positiv und erreicht bei der Beistellung von $100\mu\text{m}$ ein Förderverhalten von $\beta = 30,36\%$. Im untersuchten Beistellungsbereich fördert der Zylinderbezug 6.6b neutral und weist bei der Beistellung von $100\mu\text{m}$ ein Förderverhalten von $\beta = -0,27\%$ auf. Der Zylinderbezug 6.6c fördert negativ und erreicht bei der Beistellung von $100\mu\text{m}$ ein Förderverhalten von $\beta = -12,89\%$. Das Förderverhalten ist keine feste Eigenschaft, sondern eine Funktion der Zylinderbeistellung, die abhängig von der Längenänderung der Zylinderbezugs Oberfläche sowohl positiv als auch negativ sein kann.

6.3 Positives Förderverhalten von Zylinderbezügen

Um das positive Förderverhalten von Zylinderbezügen zu erklären, wird ein Zylinderpaar schematisch dargestellt (Abb. 6.8), das aus einem bezogenen Zylinder (oberer) und einem festen Gegendruckzylinder

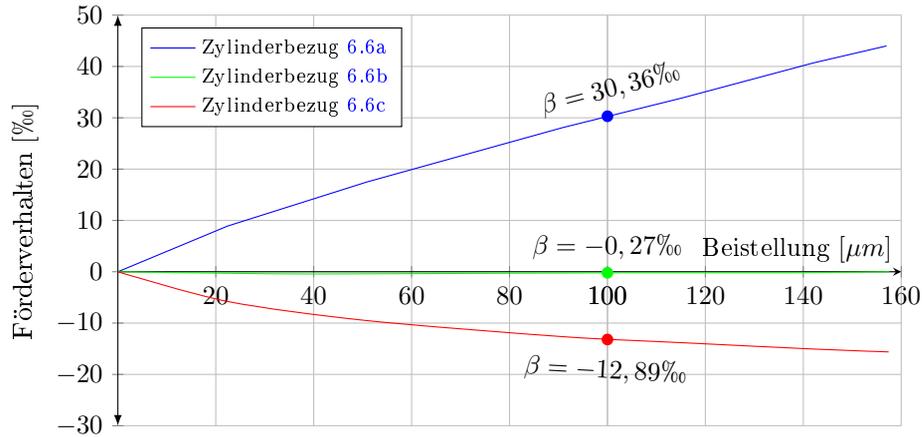


Abbildung 6.7: Förderverhalten von drei unterschiedlichen Zylinderbezügen mit verschiedenen Fördereigenschaften zur Überprüfung der theoretischen Ansätze des Förderverhaltens (rund-rund)

(unterer) gleicher Radien besteht, die miteinander gekoppelt, aber zur Erklärung voneinander getrennt sind, sodass die Abwicklungslängen eines realen und eines idealen Zylinders geometrisch ermittelt werden können. Ein positives Förderverhalten weisen Zylinderbezüge auf, bei denen die infolge der Zylinderbeistellung entstandene Längenänderung der Zylinderbezugsfläche in Laufrichtung positiv ist.

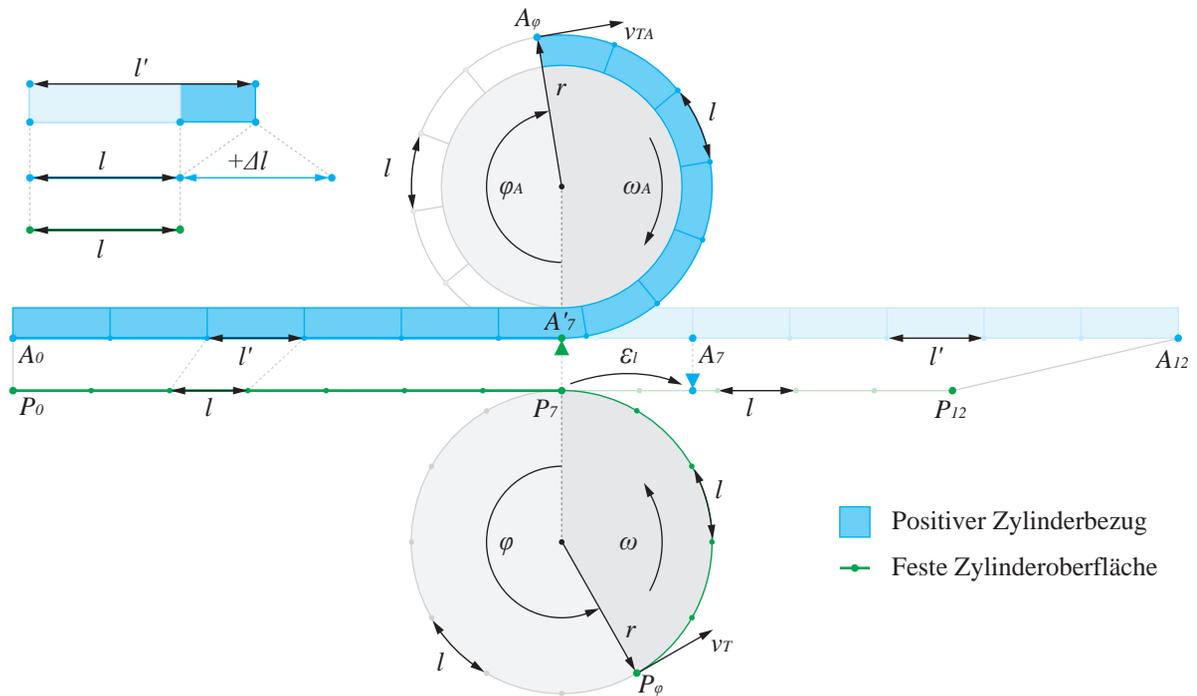


Abbildung 6.8: Schematische Darstellung des Förderverhaltens eines positiven Zylinderbezuges

Durch die absolute Dehnung $\Delta l > 0$ der Zylinderbezugsfläche im Druckspalt findet eine relative Längenzunahme $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l}$ des Zylinderbezuges statt, die dem Förderverhalten des Zylinderbezuges entspricht $\beta = \varepsilon_l$. Dadurch wird der effektive Zylinderumfang $U_e = U_g(1 + \beta)$ größer und die tatsächliche Förderlänge entspricht der Förderlänge eines größeren Zylinders $r_e = \frac{U_e}{2\pi} > r$, in folgedessen steigt die Winkelgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders $\omega = \omega_A \frac{r_e}{r}$. Während der Gegendruckzylinder beim Drehwinkel φ die Länge $\overline{P_0P_7}$ fördert, fördert der bezogene Zylinder beim gleichen Drehwinkel φ die Länge $\overline{A_0A_7}$. Durch das Förderverhalten des Zylinderbezuges $\beta > 0$, den effektiven Radius $r_e > r$ und verschiedene Drehgeschwindigkeiten $\omega_A < \omega$, steigt das Übersetzungsverhältnis des Zylinderpaares $i_A = \frac{r_e}{r} = \frac{\omega}{\omega_A} = 1 + \beta$.

6.3.1 Ursächlicher Verformungsvorgang für das positive Förderverhalten

Aufbauschichten eines mehrschichtigen Zylinderbezuges weisen meistens unterschiedliche Verformungseigenschaften auf, die im Wesentlichen von ihren kompressiblen und elastischen Eigenschaften abhängen. Die relative Volumenänderung eines Körpers $\frac{\Delta V}{V} = \varepsilon_h(1 - 2\nu)$ wird mithilfe der Querdehnungszahl ν definiert, die das Verhältnis $\varepsilon_l = -\nu\varepsilon_h$ der relativen Höhenänderung in Spannungsrichtung $\varepsilon_h = \frac{\Delta h}{h}$ zur relativen Längenänderung in Querrichtung $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l}$ beschreibt. Da die Kompressibilität k , das E-Modul E und die Querdehnungszahl ν im festen Zusammenhang stehen $k = 3\frac{1-2\nu}{E}$, werden die kompressiblen Eigenschaften über die Querdehnungszahl definiert und die Auswirkung auf das Deformationsverhalten wird zuerst unter Vernachlässigung der Reibungskraft $\mu = 0$ schematisch dargestellt (Abb. 6.9).

Bei einer eindimensionalen Deformation in Höhenrichtung $\Delta h < 0$ ändern inkompressible Werkstoffe $\nu = 0,5$ ihr Volumen nicht $\Delta V = 0$, sondern weichen in Breitenrichtung aus (Abb. 6.9a), sodass eine für inkompressible Werkstoffe charakteristische Längenzunahme $\Delta l > 0$ entsteht, aufgrund dessen Scherspannungen $q > 0$ hervorgerufen werden. Kompressible Werkstoffe $\nu = 0$ weisen dagegen eine Volumenänderung $\Delta V \neq 0$ auf, sodass bei der Höhenabnahme $\Delta h < 0$ keine Längenzunahme $\Delta l = 0$ in Breitenrichtung stattfindet, aufgrund dessen keine Scherspannungen $q = 0$ hervorgerufen werden (Abb. 6.9b). Bei realen inauxetischen Werkstoffen $0 \leq \nu \leq 0,5$ hängt die Volumenänderung und dadurch die Längenänderung Δl sowohl von der Höhenänderung Δh als auch von der Querdehnungszahl $\nu = -\frac{\Delta l/l}{\Delta h/h}$ ab, sodass Δh und ν zusammen mit dem E-Modul die entstandenen Scherspannungen bestimmen.

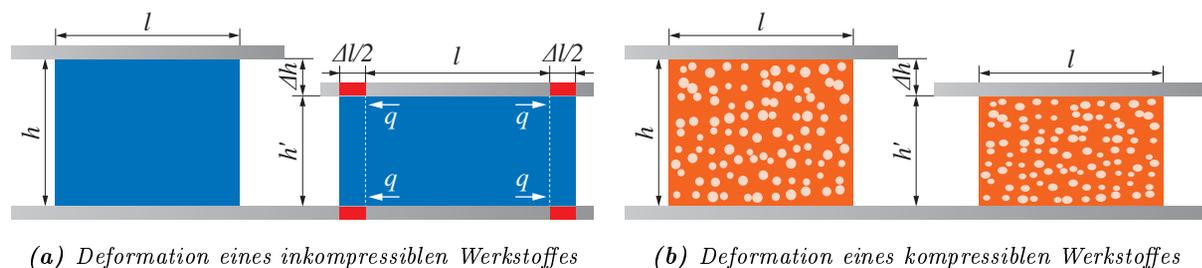
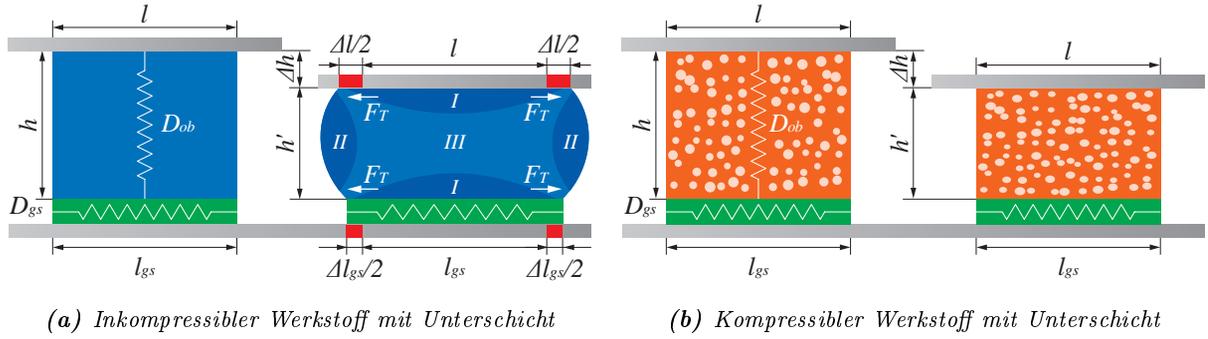


Abbildung 6.9: Schematische Darstellung des Deformationsverhaltens eines ideal-inkompressiblen ($\nu = 0,5$) und eines ideal-kompressiblen ($\nu = 0$) Werkstoffes bei gleicher einseitigen Zusammenpressung

Um den Einfluss der Schubspannungen q auf die Deformation abzuhandeln, werden die Modelle 6.9a und 6.9b mit einer in Querrichtung elastischen Unterschicht erweitert und der Einfluss der Reibungskraft wird berücksichtigt (Abb. 6.10). Durch Reibungsbehinderung der Relativbewegungen der Berührungsflächen entsteht eine tonnenförmige Ausbauchung (analog zur Einschnürung beim Zugversuch) des inkompressiblen Werkstoffes (vgl. Abb. 6.10a und 6.10b), aufgrund dessen im Inneren des Prüfkörpers komplizierte dreidimensionale und in drei parabelförmige Zonen geteilte Spannungszustände [144] hervorgerufen werden (Abb. 6.10a, Zone I: geringe Verformung, Zone II: mäßige Zugverformung, Zone III: hohe Schubverformung). Die infolge der Anpresskraft $F_N = D_{ob}\Delta h$ erzeugten Schubspannungen q rufen Zugkräfte F_T hervor, die auf der Oberseite eine Längenänderung der Körperkontaktfläche Δl verursachen und auf der Unterseite eine Längsdehnung der Unterschicht Δl_{gs} bewirken (Abb. 6.9a). Durch den Reibungswiderstand entsteht ein Hystereseeffekt, sodass die Längenänderungen Δl und Δl_{gs} erst beim Überschreiten einer gewissen Spannungsschwelle (Haftgrenze, $F_R > F_N\mu$) auftreten und nach der Wegnahme der Belastung ($F_N = 0$) zurückgehen (parallele Schaltung eines Hooke- und eines St.-Venant-Elementes).

Durch den Verbundaufbau und den Stoffschluss der Einzelschichten sind die Deformationen der Auf-

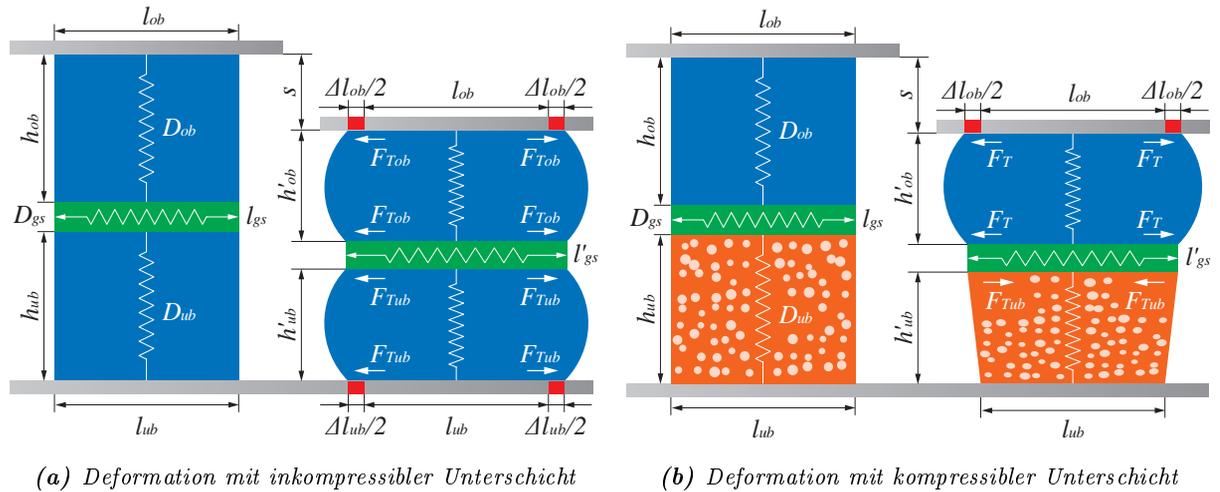


(a) Inkompressibler Werkstoff mit Unterschicht

(b) Kompressibler Werkstoff mit Unterschicht

Abbildung 6.10: Schematische Darstellung des Deformationsverhaltens eines ideal-kompressiblen und eines ideal-inkompressiblen Werkstoffes im Verbund mit einer dehnbaren Unterschicht

bauschichten der mehrschichtigen Zylinderbezüge durch die Materialeigenschaften aller Einzelschichten beeinflusst. Um die Verformungsvorgänge im Zylinderbezug abzuhandeln, wird das Modell des inkompressiblen Werkstoffes (Abb. 6.10a) mit einer darunterliegenden inkompressiblen (Abb. 6.11a) und einer kompressiblen (Abb. 6.11b) Unterschicht erweitert. Durch die Zusammenpressung s erfährt die eingesetzte Unterschicht eine Höhenabnahme Δh_{ub} , die in der inkompressiblen Schicht (Abb. 6.11a) Schubspannungen bewirkt und Zugkräfte F_{Tub} erzeugt, aufgrund deren eine zusätzliche Dehnung $\Delta l_{gs} = \frac{F_{Tob} + F_{Tub}}{D_{gs}}$ der Zwischenschicht stattfindet, die auf die Oberschicht übertragen wird und zu der Längenzunahme Δl_{ob} beiträgt. In der kompressiblen Unterschicht (Abb. 6.11b) entstehen dagegen Querkräfte $-F_{Tub}$, die der Scherspannung $l_{ub} \neq l_{gs}$ entgegen wirken, sodass sich die Unterschicht und die Zwischenschicht wie ein Federsystem in Parallelschaltung verhalten, aufgrund dessen die Dehnung der Zwischenschicht sinkt.



(a) Deformation mit inkompressibler Unterschicht

(b) Deformation mit kompressibler Unterschicht

Abbildung 6.11: Schematische Darstellung des Deformationsverhaltens eines kompressiblen und eines inkompressiblen Werkstoffes im Verbund mit einer dehnbaren Zwischenschicht und einer Unterschicht

In Höhenrichtung wird ein solcher Verbundwerkstoff als ein Federsystem in Reihenschaltung modelliert und die Verteilung der Deformationen Δh_{ob} und Δh_{ub} hängt von den Federkonstanten der Einzelschichten D_{ob} und D_{ub} ab. Die gesamte Längenänderung s des Federsystems ist gleich der Summe der Höhenabnahmen der einzelnen Aufbauschichten $s = -(\Delta h_{ob} + \Delta h_{ub})$, wobei $\Delta h_{ob} = h'_{ob} - h_{ob}$ und $\Delta h_{ub} = h'_{ub} - h_{ub}$. Die Höhenabnahme der Oberschicht $\Delta h_{ob} = -\frac{F}{D_{ob}}$ hängt somit von der Federkonstante D_{ob} und von der wirkenden Kraft $F = s \frac{D_{ob} D_{ub}}{D_{ob} + D_{ub}}$ ab, die infolge der Reihenschaltung auf allen Einzelschichten gleich ist und auch von der Federkonstante der Unterschicht D_{ub} abhängt. Daraus ergibt sich die Höhenabnahme der Oberschicht Δh_{ob} (Gl. 6.1) und, da die Längenzunahme Δl_{ob} von der Höhenabnahme Δh_{ob} abhängt,

die Länge Δl_{ob} wird durch die Federkonstanten beider Aufbauschichten bestimmt.

$$\Delta h_{ob} = -s \frac{D_{ub}}{D_{ub} + D_{ob}} \quad (6.1)$$

Um den Einfluss der Kompressibilität auf die Deformationen im Druckspalt zu beschreiben, wird ein inkompressibles und ein kompressibles Walzgut im Walzvorgang schematisch dargestellt (Abb. 6.12) und theoretisch abgehandelt. Dabei wird das Walzgut zwischen zwei parallelen und gegenläufig rotierenden Walzen plastisch umgeformt [145], sodass eine Querschnittsabnahme $\Delta h = h' - h$ stattfindet, infolgedessen erfährt der inkompressible Werkstoff eine Längenzunahme $\Delta l = l'_i - l$, die beim kompressiblen Werkstoff nicht auftritt $l'_k = l$ (vgl. Abb. 6.12a und 6.12b). Dieses Deformationsverhalten wird mit der Pfropfenströmung¹ der Fluide bei der Querschnittsveränderung des Strömungsröhres beschrieben.

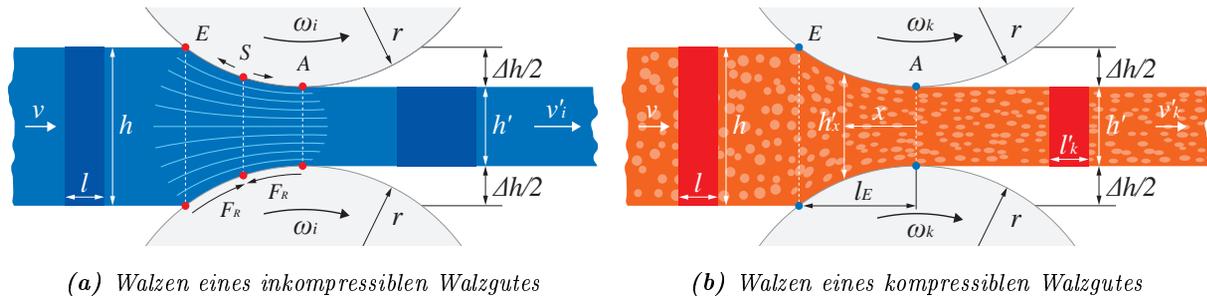


Abbildung 6.12: Schematische Darstellung des Walzverfahrens eines inkompressiblen und eines kompressiblen Walzgutes und der im Druckspalt entstandenen plastischen Längenänderungen

Ausgehend von der Druckspaltmitte zur Eintrittsstelle ($A \rightarrow E$) wird die Walzgutdicke h'_x in der Walzzone \overline{EA} als Funktion des Abstandes x von der Druckspaltmitte A wie folgt errechnet (Abb. 6.12b):

$$h'_x = h' + \frac{x^2}{r} \quad (6.2)$$

und der Abstand der Eintrittsstelle E von der Druckspaltmitte A wird wie folgt definiert:

$$l_E = \sqrt{r\Delta h - \frac{\Delta h^2}{4}} \approx \sqrt{r\Delta h} \quad (6.3)$$

Nach dem Kontinuitätsgesetz für inkompressible Fluide (Gl. 6.4) ist der Volumenstrom über jedem Querschnitt konstant $\frac{l}{v_i} = \frac{h'}{v'_i} = \frac{v}{v'_i}$ und die Strömungsgeschwindigkeit v'_i des inkompressiblen Volumenstroms (Abb. 6.12a) verhält sich umgekehrt proportional zum Rohrquerschnitt (Venturi-Effekt).

$$v'_i = \frac{h}{h'} v \quad (6.4)$$

Für kompressible und reale Werkstoffe $0 \leq \nu \leq 0,5$ wird die Grundgleichung 6.4 mit der Querdehnungszahl erweitert, indem die Anfangshöhe h zerlegt $h = h' - \Delta h$ und die Höhenänderung Δh mit dem Einfluss der Querdehnungszahl erweitert wird $\Delta h 2\nu$, woraus sich die Ausgangsgeschwindigkeit v'_k ergibt:

$$v'_k = v \left(1 - \frac{\Delta h}{h'} 2\nu \right) \quad (6.5)$$

Während bei einem ideal-kompressiblen Walzgut $\nu = 0$ die Ein- und Austrittsgeschwindigkeiten trotz der Höhenabnahme Δh gleich bleiben (Gl. 6.5), tritt ein inkompressibles oder ein reales Walzgut $0 < \nu < 0,5$ mit einer Geschwindigkeit in den Walzspalt ein und verlässt diesen infolge der Querschnittsverkleinerung $h' < h$ mit einer größeren Geschwindigkeit (Gl. 6.4) [146]. An der Eintrittsstelle E ist die Geschwindigkeit

¹Rohrströmung bei der die Strömungsgeschwindigkeit im Strömungsquerschnitt überall gleich ist (Kolbenströmung)

des inkompressiblen Werkstoffes v kleiner als die Walzenumfangsgeschwindigkeit $v < r\omega_i$ und an der Austrittsstelle A ist die Geschwindigkeit v'_i größer als die Walzenumfangsgeschwindigkeit $v'_i > r\omega_i$. In der Walzzone \overline{EA} bildet sich eine Stelle S (Fließeiche), an der die Walzenumfangsgeschwindigkeit und die Geschwindigkeit des Walzgutes übereinstimmen $v'_i = r\omega_i$. In der Fertigungstechnik wird bei Metallwerkstoffen der Abstand der Fließeiche l_S von der Druckspaltmitte A wie folgt definiert [147]:

$$l_S = \frac{l_E}{2} \left(1 - \frac{l_E}{2r\mu} \right) \quad (6.6)$$

Vor der Fließeiche bildet sich ein Nacheilbereich $v < r\omega_i$ (Gleitbereich \overline{ES}) und nach der Fließeiche ein Voreilbereich $v'_i > r\omega_i$ (Gleitbereich \overline{SA}). Dadurch kehren die in der gleitenden Vor- und Nacheilzone wirkende Reibungskräfte an der Fließeiche das Vorzeichen um, sodass an der Fließeiche keine Reibungskräfte $F_R = 0$ wirken, und die Druckkräfte erreichen ihr Maximum. Mit steigender Reibungszahl und sinkenden Schubspannungen der berührenden Walzgut- und der Walzenoberflächen (z. B. bei Kunststoffwalzgütern) wird die Fließeiche über einen Bereich erstreckt (Haftbereich). Mit steigender Geschwindigkeit des Walzgutes im Druckspalt $v'_i > v$ nimmt die im Haftbereich auf die Walzen übertragene Geschwindigkeit zu, sodass die Walzen bei inkompressiblen und kompressiblen Walzgütern, trotz gleicher Vorschubgeschwindigkeit des Walzgutes, unterschiedliche Winkelgeschwindigkeiten aufweisen $\omega_i > \omega_k$.

Infolge der parabelförmigen Schubspannungsverteilung bei der Querstauchung der inkompressiblen Werkstoffe findet eine tonnenförmige Längsdeformationen (Abb. 6.10a) des Walzgutes im Walzspalt statt [148], aufgrund dessen entsteht eine ortsabhängige Geschwindigkeitsverteilung über den Querschnitt des Walzgutes (keine Kolbenströmung). Dadurch bildet sich ein laminares Strömungsprofil im Walzgut (Strömungslinien, Abb. 6.12a), sodass die Walzgutoberfläche v_o und die Walzgutmitte v_m verschiedene Vorschubgeschwindigkeiten im Walzbereich \overline{ES} aufweisen $v_o < v_m$. Mit den Gleichungen 6.4 und 6.5 wird die Walzgutgeschwindigkeit v' definiert und der charakteristische Materialfluss beim Walzen wird dabei nicht berücksichtigt. Abhängig von der Position der Fließeiche $v_o = r\omega$ liegt die Oberflächengeschwindigkeit des Walzgutes v_o in der Walzzone zwischen der Eingangs- v und der Ausgangsgeschwindigkeit v' , die kleiner als die Geschwindigkeit der Walzgutmitte v_m sind, sodass $v < v_o < v' < v_m$.

Eine Vorschubkraft (Stauchung) wirkt den Schubspannungen im Walzgut an der Einlaufseite entgegen und reduziert die tonnenförmige Ausbauchung, aufgrund dessen wird der Anfangspunkt des Haftbereiches S zur Einlaufstelle E verschoben, sodass die relative Winkelgeschwindigkeit der Arbeitswalzen sinkt. Eine Rückzugkraft (Dehnung) dagegen verstärkt die Schubspannungen im Walzgut und fördert die parabelförmigen Längsdeformationen an der Einlaufseite, sodass der Anfangspunkt des Haftbereiches S zur Auslaufstelle A verschoben wird und die relative Winkelgeschwindigkeit der Walzen steigt.

6.3.2 Geometrische Ermittlung des positiven Förderverhaltens

Entstehungsgrund des positiven Förderverhaltens eines Zylinderbezuges ist grundsätzlich die infolge der Zylinderbeistellung entstandene Längsdehnung der Zylinderbezugsfläche im Druckspalt. Bei inkompressiblen Zylinderbezügen findet infolge der Volumenerhaltung eine Wulstbildung in der Ein- und Auslaufzone statt, die eine Längsdehnung der Bezugsfläche verursacht und den Eingriffswinkel der Zylinder vergrößert. Zur geometrischen Erklärung wird ein Druckspalt schematisch dargestellt (Abb. 6.13) und der Wulst wird mit vier Schmiegekreisen vereinfacht visualisiert. Die inneren Schmiegekreise K_{i1} und K_{i2} beschreiben den Wulst und die Schmiegeung der Oberfläche des deformierten Zylinders Z_u zum

darstellen. Durch Subtraktion der Gleichungen 6.7 ergibt sich eine lineare Gleichung der Potenzgerade:

$$y = \frac{-2x(x_{m_o} - x_{m_u}) + x_{m_o}^2 - x_{m_u}^2 + y_{m_o}^2 - y_{m_u}^2 - r_o^2 + r_u^2}{2(y_{m_o} - y_{m_u})} \quad (6.8)$$

die in eine der beiden Gleichungen 6.7 eingesetzt wird, woraus sich eine quadratische Gleichung für die x -Werte der Schnittpunkte der Kreise Z_o und Z_u ergibt, womit die xy -Koordinaten der Punkte D definiert sind. Da die Längen $\overline{m_u D} = r_u$, $\overline{m_o D} = r_o$ und $\overline{m_u m_o} = r_u + r_o - s$ geometrisch definiert sind und ein Dreieck mit Eckpunkten m_u , D und m_o bilden, können die Punkte D trigonometrisch ermittelt werden.

Der Radius der inneren Schmiegekreise r_i und der Abstand $\overline{m_i m_u}$ des Kreismittelpunktes m_i vom Zylindermittelpunkt m_u werden willkürlich definiert unter Bedingung der Wulstbildung $\overline{m_i m_u} > r_u - r_i$. Der Abstand $\overline{m_i m_o} = r_o + r_i$ der Mittelpunkte der inneren Schmiegekreise m_i vom Mittelpunkt des Gegen-druckzylinders m_o ergibt sich aus der Summe des Zylinderradius r_o und des Radius der Schmiegekreise r_i . Die Mittelpunkte m_i der inneren Schmiegekreise K_i können sowohl trigonometrisch (Eckpunkte m_u , m_i und m_o) als auch über die Schnittpunkte des Kreises des Radius $r_{oi} = r_o + r_i$ mit dem Mittelpunkt m_o und des Kreises des Radius $r_{ui} = \overline{m_i m_u}$ mit dem Mittelpunkt m_u ermittelt werden. Der Radius der äußeren Schmiegekreise r_a wird willkürlich gewählt und die Mittelpunkte m_a werden definiert, indem die äußeren (von der Druckspaltmitte ausgehend) Schnittpunkte des Kreises des Radius $r_{ia} = r_i + r_a$ mit dem Mittelpunkt m_i und des Kreises des Radius $r_{ua} = r_u + r_a$ mit dem Mittelpunkt m_u ermittelt werden.

Die Punkte $C = Z_o \cap K_i$ können im Ermittlungsverfahren der Schnittpunkte des Zylinderkreises Z_o und der inneren Schmiegekreise K_i oder der Schnittpunkte $C = Z_o \cap \overline{m_i m_o}$ des Zylinderkreises Z_o und der Gerade $\overline{m_i m_o}$ definiert werden. Analog zu den Punkten C ergeben sich die Punkte $B = K_i \cap K_a$ aus dem Berührungspunkt der Schmiegekreise K_i und K_a sowie die Punkte $A = Z_u \cap K_a$ aus dem Berührungspunkt des geometrischen Zylinderkreises Z_u und der äußeren Schmiegekreise K_a , wobei zur Bestimmung der gesuchten Oberflächenlängen \overline{AB} , \overline{BC} , \overline{CD} die Positionen der Punkte A , B und C nicht benötigt werden.

Anhand der vorgegebenen Zylindermittelpunkte m_u und m_o und der ermittelten Kreismittelpunkte m_i und m_a sowie des bestimmten Berührungspunktes D werden die Geraden $\overline{Dm_u}$, $\overline{m_u m_a}$, $\overline{m_a m_i}$, $\overline{m_i m_o}$ und $\overline{m_o D}$ definiert. Die Geradensteigungen k werden mit Hilfe der Differenzenquotienten aus zwei ermittelten auf der Gerade liegenden Punkten $P(x_1, y_1)$ und $Q(x_2, y_2)$ mithilfe der Gleichung 6.9 errechnet und der Schnittwinkel φ zweier Geraden mit Steigungen k_1 und k_2 wird mit der Gleichung 6.10 definiert.

$$k = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (6.9)$$

$$\varphi = \arctan \left(\left| \frac{k_1 - k_2}{1 + k_1 k_2} \right| \right) \quad (6.10)$$

Mit den ermittelten Schnittwinkeln φ_{AD} , φ_{AB} , φ_{BC} und φ_{CD} , und geometrischen Zylinderradien r_u und r_o sowie mit willkürlich gewählten Schmiegekreisradien r_i und r_a werden die gesuchten Kreisbogenlängen $\overline{AD} = r_u \varphi_{AD}$, $\overline{AB} = r_a \varphi_{AB}$, $\overline{BC} = r_i \varphi_{BC}$ und $\overline{CD} = r_o \varphi_{CD}$ errechnet, wobei die Winkel φ in Radiant sind. Die absolute Längenzunahme der Zylindermantelfläche im Druckspalt ergibt sich aus der Differenz der gesamten, infolge der Wulstbildung entstandenen Länge und der geometrischen Kreisbogenlänge zu:

$$\Delta l = 2 [(\overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CD}) - \overline{AD}] \quad (6.11)$$

Daraus wird die relative Längenänderung der Zylindermantelfläche ε_l im Druckspalt errechnet:

$$\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{2\overline{AD}} \quad (6.12)$$

6.3. Positives Förderverhalten von Zylinderbezügen

Aus der geometrischen Ermittlung geht hervor, dass die verformte Zylindermantellänge $\overline{AB} + \overline{BC} + \overline{CD}$ größer als die geometrische Kreisbogenlänge \overline{AD} ist, sodass ein inkompressibler Zylinderbezug in Tangentialrichtung gedehnt wird $\varepsilon_l > 0$ und dadurch ein positives Förderverhalten $\beta > 0$ aufweist.

Aufbauend auf die durchgeführte geometrische Ermittlung wird der Einfluss der im Druckspalt entstandenen Deformationen auf die Kinematik der Oberfläche eines inkompressiblen Zylinders analysiert (Abb. 6.14). Außerhalb des Verformungsbereichs \overline{AA} weisen alle Punkte der Zylinderoberfläche des verformten Zylinders gleiche und geometrisch definierte Umlaufgeschwindigkeiten $v_{Tu} = \omega_u r_u$ auf. Innerhalb des Verformungsbereiches \overline{AA} erfährt der verformte Zylinder sowohl eine Radiuszunahme $\Delta r_u > 0$ in der Ein- und Auslaufzone \overline{AD} als auch eine Radiusabnahme $\Delta r_u < 0$ im Berührungsbereich \overline{DD} , infolgedessen steigt die Tangentialgeschwindigkeit der Zylinderoberfläche $v_{Tu} = \omega_u(r_u + \Delta r_u)$ im Wulstbereich \overline{AD} und sinkt im Beistellungsbereich \overline{DD} . Dadurch bildet sich zusätzlich eine Radialgeschwindigkeit v_{Ru} , die sich aus der Radiusänderung Δr_u bei unendlich kleinem Zylinderdrehwinkel $\Delta\varphi$ ergibt $v_{Ru} = \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta r_u}{\Delta\varphi}$.

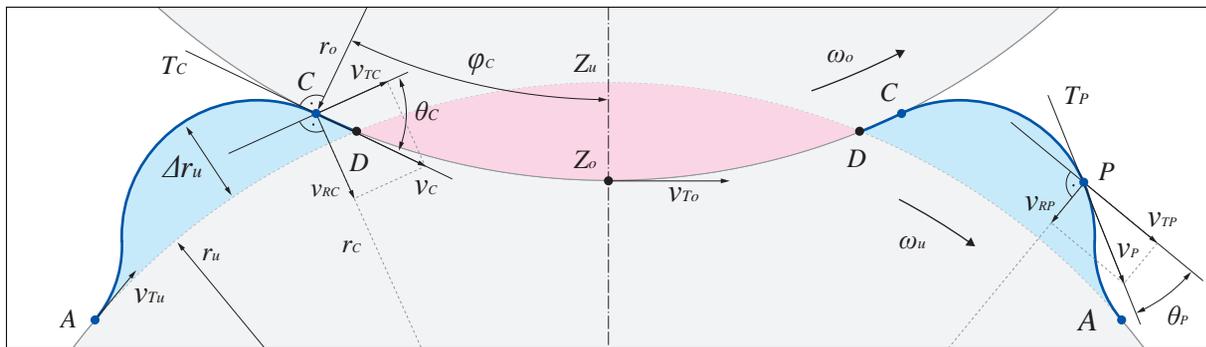


Abbildung 6.14: Schematische Darstellung des geometrischen Druckspalts eines inkompressiblen Zylinders zur Ermittlung der kinematischen Zusammenhänge

Im Punkt C stimmen die Tangente der deformierten Zylinderoberfläche und die Kreistangenten des Gegendruckzylinders Z_o und des inneren Schmiegekreises K_i überein (vgl. Abb. 6.13 und 6.14). Mithilfe der Kreisgleichung Z_o (Gl. 6.7) und der Position des Berührungspunktes $C(x_C, y_C) \in Z_o$ wird die Kreistangente T_C im Punkt C bestimmt, indem die erste Ableitung der Kreisgleichung Z'_o errechnet wird, woraus die Steigung k_T der Tangente T_C hervorgeht, die zur Bestimmung des Achsenabschnitts a_T der Kreistangente T_C in die Geradengleichung eingesetzt wird $a_T = y_C - k_T x_C$, sodass die Tangentengleichung $y_T = k_T x_T + a_T$ aufgestellt werden kann, wobei x_T und y_T die Koordinaten der Tangentengerade sind.

Die Geschwindigkeit eines Punktes P auf der Zylindermantelfläche ist demnach die resultierende, in Tangentialrichtung der Zylinderoberfläche gerichtete Geschwindigkeit $\vec{v}_P = \vec{v}_{TP} + \vec{v}_{RP}$, die nach dem Kosinussatz definiert wird $v_P = \frac{v_{TP}}{\cos \theta_P}$. Daraus geht die auf den Gegendruckzylinder im Eingriffspunkt C (im Haftbereich \overline{CC} ist $v_C = v_{To}$) übertragene Geschwindigkeit $v_C = \frac{\omega_u r_C}{\cos \theta_C}$ hervor, die aus beiden Geschwindigkeitskomponenten v_{TC} und v_{RC} besteht und das Drehverhältnis der Zylinder bestimmt:

$$\omega_o = \frac{r_C}{r_o \cos \theta_C} \omega_u \quad (6.13)$$

Mit steigendem Eingriffswinkel φ_C und Schmiegewinkel θ_C nimmt die Geschwindigkeit der Zylindermantelfläche im Eingriffspunkt zu $v_C > v_{Tu}$ bzw. $v_C = v_{To}$, aufgrund dessen steigt die Winkelgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders und das Förderverhalten des inkompressiblen Zylinders $\beta > 0$ wird positiver.

6.3.3 Theoretische Ansätze des positiven Förderverhaltens

Aufbauend auf die in Kapitel 6.3.1 vorgestellten Verformungsvorgänge und die in Kapitel 6.3.2 ermittelten geometrischen Zusammenhänge werden die Deformationen eines positiv fördernden mehrschichtigen Zylinderbezuges schematisch abgebildet (Abb. 6.15) und das positive Förderverhalten wird theoretisch abgehandelt. Der dargestellte Zylinderbezug besteht aus einer inkompressiblen Oberschicht $\nu_{ob} = 0,5$, einer Zwischenschicht vernachlässigbarer Stärke und einer kompressiblen Unterschicht $0 < \nu_{ub} < 0,5$, sodass er den im Rahmen der Arbeit experimentell ermittelten Zylinderaufzügen ähnelt. Infolge der komplexen Zusammenwirkung zahlreicher Einflussfaktoren werden die Grundprinzipien der für das positive Förderverhalten wesentlichen Deformationsvorgänge erläutert und die restlichen Eigenschaften werden idealisiert oder vernachlässigt. Die Schematische Abbildung 6.15 stellt die Grundlage zur Erläuterung der wichtigsten Effekte für das positive Förderverhalten dar, die in diesem Kapitel der besseren Übersicht halber mithilfe der weiteren Abbildung 6.16 unter ständigem Bezug auf die Grundabbildung 6.15 erläutert werden. Das positive Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderbezügen beruht auf der im Druckspalt entstandenen Deformation der Zylinderbezugsoberschicht, die mithilfe der Walztheorie erklärt wird.

Beim Aufspannen eines Zylinderbezuges um den Zylinder erfährt die Außenoberfläche des Zylinderbezuges eine relative Längsdehnung ε_{ob} , die infolge der konvexen Krümmung des plattenförmigen Zylinderbezuges entsteht. Da der Nennradius des bezogenen Zylinders $r_u = r_{zk} + d$ aus dem Radius des Zylinderkerns r_{zk} und der Zylinderbezugsstärke d besteht, weist die entstandene Längsdehnung ε_{ob} keinen Einfluss auf den geometrischen Zylinderumfang $U_g = 2r\pi$ auf. Außerhalb vom Druckspalt ergibt sich eine Referenzlänge $l = U_g \frac{\varphi}{2\pi}$, die bei gleichen Außenradien beider Zylinder $r_u = r_o$ gleich ist $l = r_o\varphi = r_u\varphi$. Im Druckspalt findet eine Radialdeformation des Zylinderbezuges durch Zylinderbeistellung statt, bei der die Oberschicht eine Höhenabnahme erfährt (Walzvorgang), aufgrund dessen entsteht eine elastische Tangentialdeformation der Oberschichtoberfläche $\Delta l = l' - l$ (Längung beim Längswalzen), wobei $l' > l$, die eine relative Längenänderung der Zylinderbezugsoberfläche bewirkt $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l}$, sodass der effektive Umfang U_e des bezogenen Zylinders steigt und vom geometrischen Zylinderumfang U_g abweicht $U_e = U_g(1 + \varepsilon_l)$.

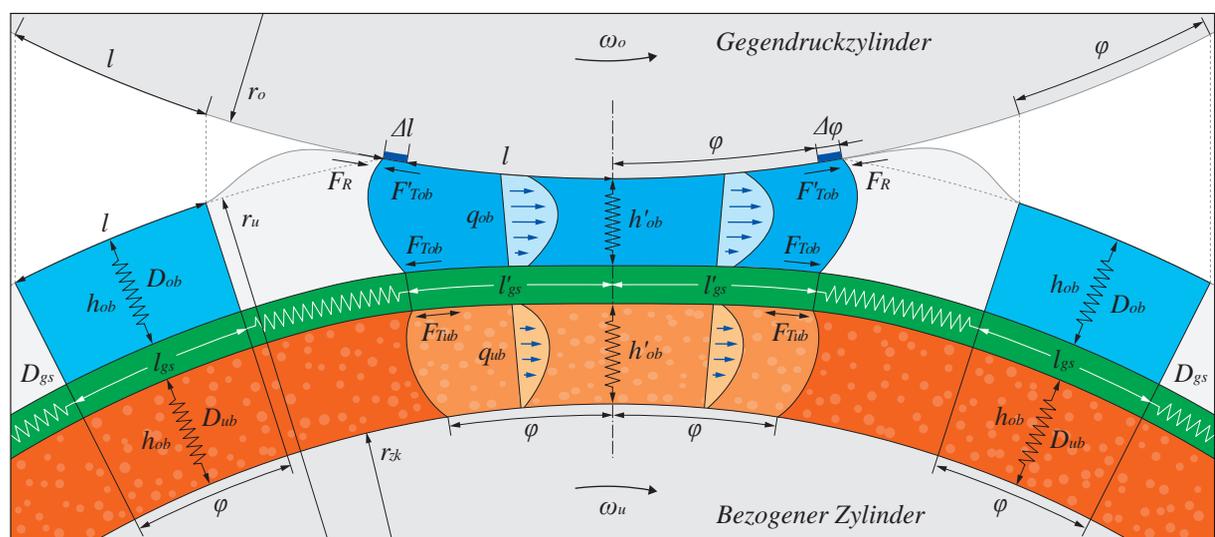


Abbildung 6.15: Vereinfachte schematische Darstellung des Verformungsverhalten eines mehrschichtigen positiv fördernden Zylinderbezuges im Druckspalt

Infolge der relativen Längszunahme der Bezugsoberfläche $\varepsilon_l > 0$ weist der bezogene Zylinder bei gleicher

Winkelgeschwindigkeit ω_u eine abweichende Tangential- bzw. Fördergeschwindigkeit $v_{Tu} = r\omega_u(1 + \varepsilon_l)$ im Kontaktbereich auf, die auf den Gegendruckzylinder übertragen wird und auf das Förderverhalten vom Zylinderbezug $\beta = \varepsilon_l$ zurückzuführen ist. Im Haftbereich sind die Tangentialgeschwindigkeiten beider Zylinder gleich $v_{Tu} = v_{To}$, infolgedessen steigt die Winkelgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders proportional der Längenzunahme ε_l $\omega_o = \frac{v_{To}}{r} = \omega_u(1 + \varepsilon_l) > \omega_u$. Während außerhalb vom Druckspalt beide Zylinder beim Drehwinkel φ gleiche Länge l fördern, fördert der bezogene Zylinder im Kontaktbereich beim Winkel φ die Länge l' , die den Drehwinkel $\varphi' = \frac{l'}{r_o}$ des Gegendruckzylinders definiert, aufgrund dessen eine Nacheilung $\varepsilon_\varphi = \frac{\Delta\varphi}{\varphi}$ des Gegendruckzylinders entsteht, wobei $\Delta\varphi = \varphi' - \varphi > 0$ ist.

Durch die Deformationen des Zylinderbezuges im Druckspalt werden Schubspannungen in der Ober- q_{ob} und Unterschicht q_{ub} erzeugt, die von der Verteilung der Radialdeformationen auf Einzelschichten bzw. vom Verhältnis der Federkonstanten $\frac{D_{ub}}{D_{ob}}$, vom Elastizitätsmodul und von der Kompressibilität der Aufbauschichten abhängen (siehe Abb. 6.10). Die in der inkompressiblen Oberschicht $\nu_{ob} = 0,5$ dadurch hervorgerufenen Tangentialkräfte F_{ob} und F'_{ob} sind ausschließlich positiv und bewirken eine von der Federkonstante D_{gs} abhängige Längsdehnung der Unterseite der Oberschicht bzw. eine Längsdehnung der Zwischenschicht $\Delta l_{gs} = l'_{gs} - l_{gs}$ sowie eine von den Reibungskräften F_R abhängige Relativdehnung der Oberseite der Oberschicht Δl . Die in der realen Unterschicht $0 < \nu_{ub} < 0,5$ entstandenen Tangentialkräfte F_{ub} sind von der Kompressibilität abhängig und können die Relativdehnung der Zwischenschicht Δl_{gs} sowohl fördern (wenn $\nu_{ub} \rightarrow 0,5$) als auch reduzieren (wenn $\nu_{ub} \rightarrow 0$). Die Zwischenschicht wird zum einen eingesetzt, um die Übertragung der Schubspannungen von der Unterschicht auf die Oberschicht zu reduzieren und dadurch die Schubverzerrungen der Oberschicht zu mildern (siehe Abb. 6.11) und zum anderen, um die Längsdehnung der Oberschicht infolge des Walzeffektes zu verhindern. Durch die Schubspannungen und die Dehnungsbehinderungen der Randoberflächen werden Schubspannungsprofile in den Aufbauschichten gebildet, die den Materialfluss und die Längsdehnung der Aufbauschichten bestimmen. Um die Verformungen der Einzelschichten zu erläutern, wird in der Abbildung 6.15 die Schubspannungsverteilung in der Ober- und Unterschicht unter Berücksichtigung der Kompressibilität $0 < \nu < 0,5$, der Reibungskraft $F_R \neq 0$ und der Federkonstante der Zwischenschicht $D_{gs} > 0$ schematisch dargestellt.

Da zwei im Druckspalt gekoppelte Zylinder eine Rotationspresse bilden, können die Deformationen des Zylinderbezuges und die Auswirkungen der Deformationen auf das Drehverhalten der Zylinder mit klassischem Walzverfahren beschrieben werden. Beim Längswalzen wird ein Walzgut, in diesem Fall ein mehrschichtiger Zylinderbezug, zwischen zwei festen und gegenläufig drehenden Rotationskörpern, in diesem Fall dem Zylinderkern und dem Gegendruckzylinder, einem Druckumformen ausgesetzt (Abb. 6.16), aufgrund dessen findet eine Längszunahme der Aufbauschichten statt. Während das Walzgut beim üblichen Walzverfahren plastisch deformiert wird, erfährt der viskoelastische Zylinderbezug eine elastische Deformation, die in der Einlaufzone auftritt und in der Auslaufzone abklingt. Bei elastischen Zylinderbezügen tritt die inkompressible Oberschicht mit der Eintrittsgeschwindigkeit v_{oe} in den Druckspalt ein, wird durch die Längszunahme $l_{ob} \rightarrow l'_{ob}$ infolge der Höhenabnahme $h_{ob} \rightarrow h'_{ob}$ in der Einlaufzone beschleunigt $v_{oa} = \frac{h'_{ob}}{h_{ob}} v_{oe}$ und in der Auslaufzone durch die Längenabnahme $l'_{ob} \rightarrow l_{ob}$ infolge der Höhenzunahme $h'_{ob} \rightarrow h_{ob}$ wieder auf die Eintrittsgeschwindigkeit gebremst $v_{oe} = \frac{h'_{ob}}{h_{ob}} v_{oa}$, sodass eine nachträgliche Ermittlung der effektiven Längen und Geschwindigkeiten infolge der gleichen Ein- und Austrittsgeschwindigkeiten v_{oe} bzw. der gleichen Ein- und Austrittslängen l_{ob} ausgeschlossen ist. In der Abbildung 6.16 wird der Zylinderbezug vom Zylinderkern getrennt und als ein flaches mehrschichtiges Walzgut dargestellt, das im Walzvorgang eine plastische Verformung erfährt. Durch diesen Sonderfall (rund-flach, bzw.

$r_u \rightarrow \infty$) wird das Verformungsverhalten des Zylinderbezuges nicht wesentlich verändert und durch plastische Verformung können die Deformationen visuell dargestellt und ermittelt werden.

Wenn die Stärke der Zwischenschicht vernachlässigt wird, besteht die Zylinderbezugsstärke $d = h_{ob} + h_{ub}$ (Eintrittsstärke des Walzgutes) aus der Oberschichtstärke h_{ob} und der Unterschichtstärke h_{ub} . Durch die Reihenschaltung der Aufbauschichten in Höhenrichtung wird die Zylinderbeistellung $s = \Delta h_{ob} + \Delta h_{ub}$ auf die Oberschicht $\Delta h_{ob} = h'_{ob} - h_{ob}$ und Unterschicht $\Delta h_{ub} = h'_{ub} - h_{ub}$ abhängig von den Federkonstanten D_{ob} und D_{ub} verteilt und die Höhenabnahme der Oberschicht wird mit der Gleichung 6.1 definiert. Durch plastische Verformung ist die Zylinderbezugsstärke d' nach dem Druckspalt gleich der Walzenöffnung (Austrittsstärke des Walzgutes), sodass $d' = h'_{ob} + h'_{ub}$. Bei inkompressiblen Aufbauschichten gilt das Gesetz der Volumenerhaltung, nach dem zu jedem Zeitpunkt durch alle Querschnitte des Walzspalts das gleiche Werkstoffvolumen je Zeiteinheit fließt, infolgedessen werden die Aufbauschichten im Druckspalt abhängig von der Höhenabnahme und von der Kompressibilität beschleunigt. Während die Längenzunahme der inkompressiblen Oberschicht ($\nu_{ob} = 0,5$) mit dem Kontinuitätsgesetz (Gl. 6.4, Seite 94) definiert wird, wird für reale Werkstoffe ($0 < \nu_{ub} < 0,5$) die Gleichung 6.4 mit der Querdehnungszahl ν erweitert, woraus die Längenzunahme der kompressiblen Unterschicht nach dem Zusammenhang 6.5 hervorgeht.

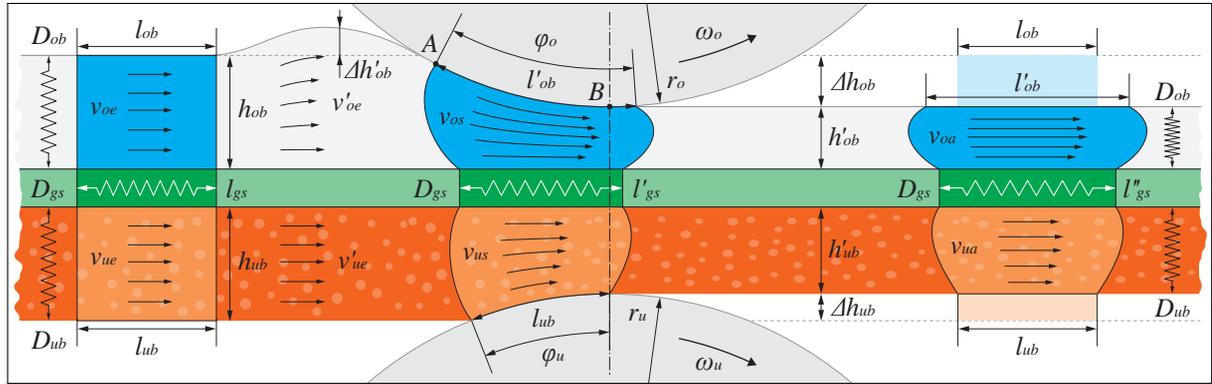


Abbildung 6.16: Vereinfachte schematische Darstellung der durch Walzvorgang entstandenen Deformationen und der Materialströmungen eines mehrschichtigen Walzgutes im Walzspalt

Die Gleichungen 6.4 und 6.5 gelten für eine Kolbenströmung (kein Strömungsprofil), bei der die Reibungskräfte F_R , die Spannungsverteilungen q_{ob} und q_{ub} sowie die Federkonstante D_{gs} nicht berücksichtigt werden. Infolge der Höhenabnahme im Druckspalt findet eine Materialstauchung in der Oberschicht vor der Einlaufzone statt (Volumenerhaltung gilt), infolgedessen entsteht ein Wulst $\Delta h'_{ob}$ und dadurch eine Längsdehnung der Oberfläche der inkompressiblen Oberschicht (siehe Kapitel 6.3.2, Seite 95). Unter der Annahme, dass keine Relativbewegung der Zylinderbezugsunterseite auf dem Zylinderkern stattfindet, ist sowohl eine Wulstbildung als auch eine Längsdehnung der Unterseite der Unterschicht ausgeschlossen, sodass sie keine Längenänderung erfährt $l_{ub} = const.$ und die Geschwindigkeitsänderung vor der Einlaufzone wird vernachlässigt $v_{eu} = v'_{eu}$. Durch Querschnittszunahme $\Delta h'_{ob}$ findet eine Geschwindigkeitsabnahme $v'_{oe} = \frac{h}{h + \Delta h'_{ob}} < v_{oe}$ der Oberschicht vor der Einlaufzone statt, die über den Querschnitt ungleichmäßig und vom Materialströmungsprofil abhängig verteilt ist. In der Einlaufzone werden die Aufbauschichten in Höhenrichtung zusammengepresst und dadurch in Längsrichtung gedehnt bzw. beschleunigt (Gl. 6.4 und 6.5), infolgedessen entstehen neue Geschwindigkeitsprofile v_{os} und v_{us} in beiden Aufbauschichten entstehen, die das Strömungs- und Geschwindigkeitsprofil v_{oa} und v_{ua} im Ausgangsbereich bestimmen.

Durch die hervorgerufene Geschwindigkeitssteigerung $v_{os} > v'_{oe}$ findet eine Längsdehnung der Oberschicht

der Einlaufzone statt, die eine Relativbewegung der festen Zylinder- und der gedehnten Zylinderbezugs-
 oberfläche im Gleitbereich des Druckspalts bewirkt. Eine Längsdehnung der Unterschicht im Druckspalt
 infolge sinkender Kompressibilität ($\nu_{ub} \rightarrow 0,5$) oder steigender Höhenabnahme ($\Delta h_{ub} \rightarrow h_{ub}$) ruft größere
 Tangentialkräfte F_{Tub} hervor und trägt zu der Längsdehnung sowohl der Zwischenschicht Δl_{gs} als auch
 der Oberschicht Δl_{ob} bei. Im Haftbereich des Druckspalts \overline{AB} stimmen die Oberflächengeschwindigkeiten
 des Gegendruckzylinders mit der Oberflächengeschwindigkeit des Walzgutes überein und die Haftbereichs-
 breite bzw. der Eingriffswinkel des Gegendruckzylinders hängt von der Position der Fließeiche (Punkt
 A) ab, die zum einen durch die Längsdehnung der Oberschicht bzw. durch das infolge der Schubspannun-
 gen entstandene Strömungsprofil und zum anderen durch die Reibungszahl der Berührungsoberflächen
 bestimmt wird. Eine zusätzliche Längsdehnung der Unterseite der Unterschicht durch eine weitere dehn-
 bare Schicht (untere Gewebeschicht) oder durch Rutschen auf der Oberfläche des Zylinderkerns trägt zu
 der Dehnung der Unterschicht bei und ruft zusätzliche Längsdehnungen der dehnbaren Zwischenschicht
 (obere Gewebeschicht) hervor, die auf die Oberschicht übertragen werden und eine Längenzunahme der
 Oberschicht bewirken. Bei gleichen Eintrittslängen $l_{ob} = l_{ub}$ des Walzgutes erfährt durch die Längsdeh-
 nung $\Delta l_{ob} = l'_{ob} - l_{ob}$ der Zylinderkern die unveränderte Länge $l_{ub} = r_u \varphi_u$ und der Gegendruckzylinder die
 gedehnte Länge $l'_{ob} = r_o \varphi$, wobei $\varphi_o > \varphi_u$ und $\frac{l_{ub}}{\varphi_u} = \frac{l'_{ob}}{\varphi_o}$. Dadurch findet eine Steigerung des Drehwinkels
 des Gegendruckzylinders $\varphi_o = \frac{l'_{ob}}{l_{ub}} \varphi_u$ bei gleicher Eintrittslänge l_{ob} statt und seine Winkelgeschwindigkeit
 $\omega_o = \frac{l'_{ob}}{l_{ub}} \omega_u$ nimmt bei gleicher Eintrittsgeschwindigkeit des Walzgutes $v_{oe} = v_{ue}$ zu.

Bei mehrschichtigen Zylinderaufzügen wird die infolge des Walzens entstandene Längsdehnung der Zy-
 linderbezugs-oberfläche durch Optimierung der Materialeigenschaften der einzelnen Aufbausichten re-
 duziert. Mit steigendem Reibungskoeffizient μ der Berührungsoberflächen wird der Eingriffswinkel des
 Gegendruckzylinders größer und die Fließeiche A wird zur Einlaufzone verschoben, in der die Höhenab-
 nahme kleiner ist ($\Delta h_{ob} \rightarrow 0$), aufgrund dessen nimmt die Längszunahme der Oberschicht ab ($\Delta l_{ob} \rightarrow 0$).
 Da die Längenänderung außerhalb des Berührungsbereichs anfängt und sich im Berührungsbereich ab-
 hängig von der Radial- F_N und Tangentialkraft F_{Tob} bzw. der Reibungszahl $\mu = \frac{F_{Tob}}{F_N}$ ausbreitet, kann
 die Längenänderung der Zylinderbezugs-oberfläche mit steigender Reibungszahl reduziert, aber nicht aus-
 geschlossen werden. Bei abnehmender Radialdeformation der Oberschicht ($\Delta h_{ob} \rightarrow 0$) durch steigendes
 Verhältnis der Federkonstanten $\frac{D_{ob}}{D_{ub}}$ sowie bei steigender Kompressibilität ($\nu_{ob} \rightarrow 0,5$) nehmen die Schub-
 spannungen q_{ob} in der Oberschicht ab und somit werden die Tangentialkräfte F'_{Tob} und F_{Tob} kleiner, sodass
 die Längsdehnungen der Oberseite Δl_{ob} und der Unterseite mit der materialschlüssig verbundenen Zwi-
 schenschicht Δl_{gs} reduziert werden. Durch steigende Radialdeformation der Unterschicht ($\Delta h_{ub} \rightarrow h_{ub}$)
 infolge des abnehmenden Verhältnisses der Federkonstanten $\frac{D_{ob}}{D_{ub}}$ sowie durch sinkende Kompressibilität
 ($\nu_{ub} \rightarrow 0$) nehmen sowohl die Radialdeformation der Oberschicht $\Delta h_{ob} \rightarrow h_{ob}$ als auch die Längsdehnung
 der Zwischenschicht ($\Delta l_{gs} \rightarrow 0$) ab, sodass die Längenzunahme der Oberschicht kleiner wird ($\Delta l_{ob} \rightarrow 0$).
 Mit zunehmender Federkonstante der Zwischenschicht D_{gs} wird die Längsdehnung $\Delta l_{gs} = \frac{F_{Tub} + F_{Tob}}{D_{gs}}$
 reduziert und infolge der Parallelschaltung der Aufbausichten wird zum einen die Schubverzerrungen
 der benachbarten Aufbausichten ermäßigt und zum anderen die Übertragung der Tangentialkräfte von
 der Unterschicht auf die Oberschicht reduziert, sodass die Längsdehnung der Oberschicht Δl_{ob} sinkt.

Durch eine Drehmomentdifferenz $\Delta M_{ou} = M_o - M_u$ der im Druckspalt gekoppelten Zylinder infolge des
 steigenden Antriebsmoments des Gegendruckzylinders M_o oder infolge des zunehmenden Bremsmoments
 des bezogenen Zylinders M_u , bzw. wenn $M_u < M_o$ ist, werden tangential Zugkräfte in der Einlaufzone
 hervorgerufen, die eine zusätzliche Längsdehnung der Zylinderbezugs-oberfläche bewirken.

6.3.4 Darstellung der Deformationen beim positiven Förderverhalten

Nach den im vorhergehenden Kapitel 6.3.3 vorgestellten theoretischen Ansätzen weisen mehrschichtige Zylinderbezüge, die aus einem weichen Oberbau und einem harten Unterbau bestehen, grundsätzlich ein positives Förderverhalten auf. Um die Ansätze zu überprüfen und die im Druckspalt entstandenen Deformationen eines positiv fördernden mehrschichtigen Zylinderbezugs zu visualisieren, wird eine weiche Flexodruckplatte mit einem harten Klischeeklebeband zusammengefügt (Abb. 6.17) und mithilfe der entwickelten Methode der digitalen Bildkorrelation (Kapitel 5.1.4, Seite 75) und der gebauten Einpressvorrichtung (Kapitel 4.1.2, Seite 51) bei steigender rund-rund-Deformation untersucht (Abb. 6.18).

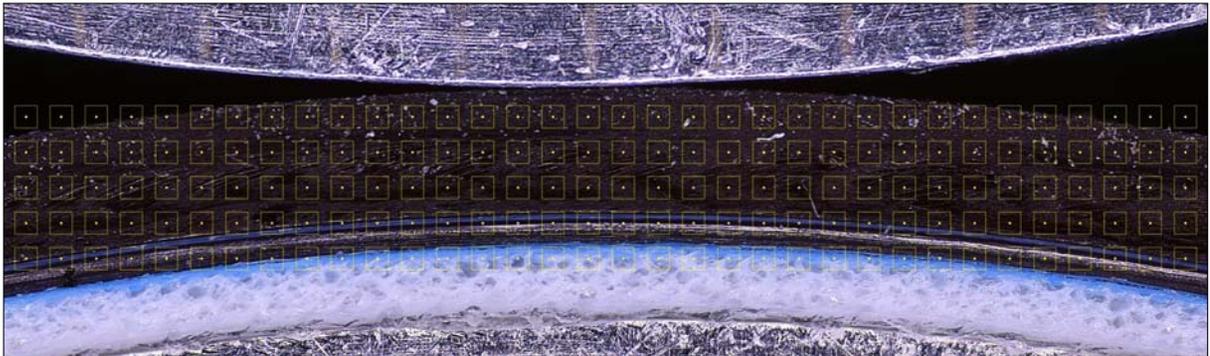


Abbildung 6.17: Mikroaufnahme einer positiv fördernden Flexodruckplatte (undeformiert)

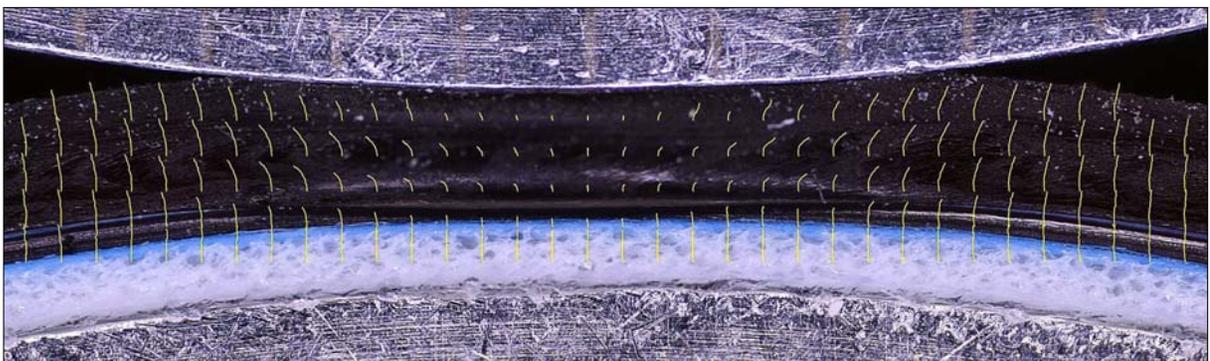


Abbildung 6.18: Mikroaufnahme einer positiv fördernden Flexodruckplatte (deformiert)

Mithilfe der entwickelten Methode zur Ermittlung der Einzelschichtdeformationen (Kapitel 5.1.3, Seite 74) wird die Radialdeformation der Aufbauschichten definiert und dabei wird festgestellt, dass die Flexodruckplatte in der Druckspaltmitte um 22% und das Klischeeklebeband um 15% zusammengedrückt wird. Aus der visuellen Betrachtung der ermittelten Verschiebungstrajektorien (gelbe Striche in der Abb. 6.18) der einzelnen Suchfenstermittelpunkte (gelbe Punkte in der Abb. 6.17) geht hervor, dass die inkompressible Reliefschicht bei steigender Beistellung aus dem Druckspalt hinausgedrängt wird, infolgedessen erfährt die Flexodruckplatte eine reversible Tangentialdehnung und fördert dementsprechend positiv.

6.3.5 Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze

Um die in Kapitel 6.3.3 vorgestellten theoretischen Ansätze zu überprüfen und die Einflüsse der in Kapitel 6.3.4 visuell dargestellten Deformationen der Flexodruckplatte auf das Förderverhalten zu ermitteln, werden Abrollversuche mit dem Abrolldemonstrator (AD) durchgeführt, die anschließend mit dem Abrollprüfstand (APS) validiert werden. Aus den Messergebnissen geht hervor (Abb. 6.19), dass die im vorhergehenden Kapitel visuell untersuchte Flexodruckplatte mit dem gleichen Klischeeklebeband ein

positives Förderverhalten sowohl am Abrolldemonstrator als auch am Abrollprüfstand aufweist.

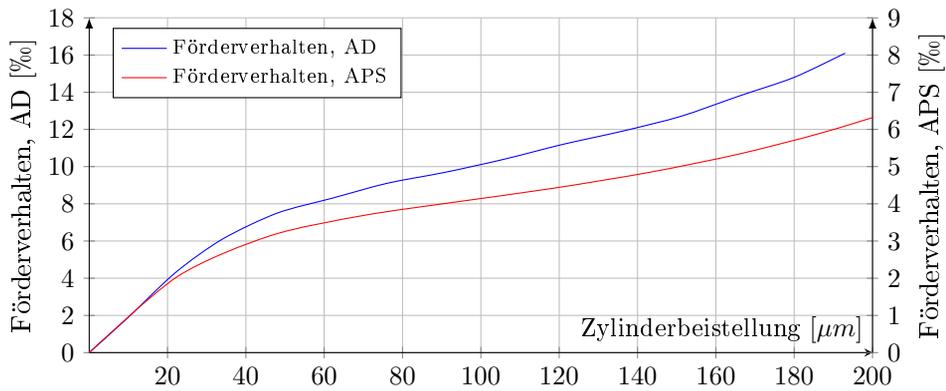


Abbildung 6.19: Fördereigenschaften einer Flexodruckplatte am Abrolldemonstrator (AD) und Abrollprüfstand (APS) zur Prüfung der theoretischen Ansätze des positiven Förderverhaltens

Nach den theoretisch beschriebenen und visuell dargestellten Deformationsvorgängen im Zylinderbezug ist das positive Förderverhalten auf die reversible Tangentialdehnung der Zylinderbezugs Oberfläche zurückzuführen, die infolge der Radialstauchung und unter Einhaltung des Volumenerhaltungsgesetzes daraus entstandener Tangentialdehnung der inkompressiblen Reliefschicht im Druckspalt stattfindet.

6.4 Negatives Förderverhalten von Zylinderbezügen

Zur Erläuterung des negativen Förderverhaltens von Zylinderbezügen, werden zwei Zylinder mit gleichen Radien schematisch dargestellt (Abb. 6.20), wobei der obere Zylinder mit einem Zylinderbezug beschichtet ist und der untere den festen Gegendruckzylinder darstellt. Beide sind miteinander gekoppelt, aber zur geometrischen Ermittlung der Abwicklungslängen eines realen und eines idealen Zylinders getrennt. Ein negatives Förderverhalten weisen Zylinderbezüge auf, bei denen die infolge der Zylinderbeistellung entstandene Längenänderung der Zylinderbezugs Oberfläche in Tangentialrichtung negativ ist.

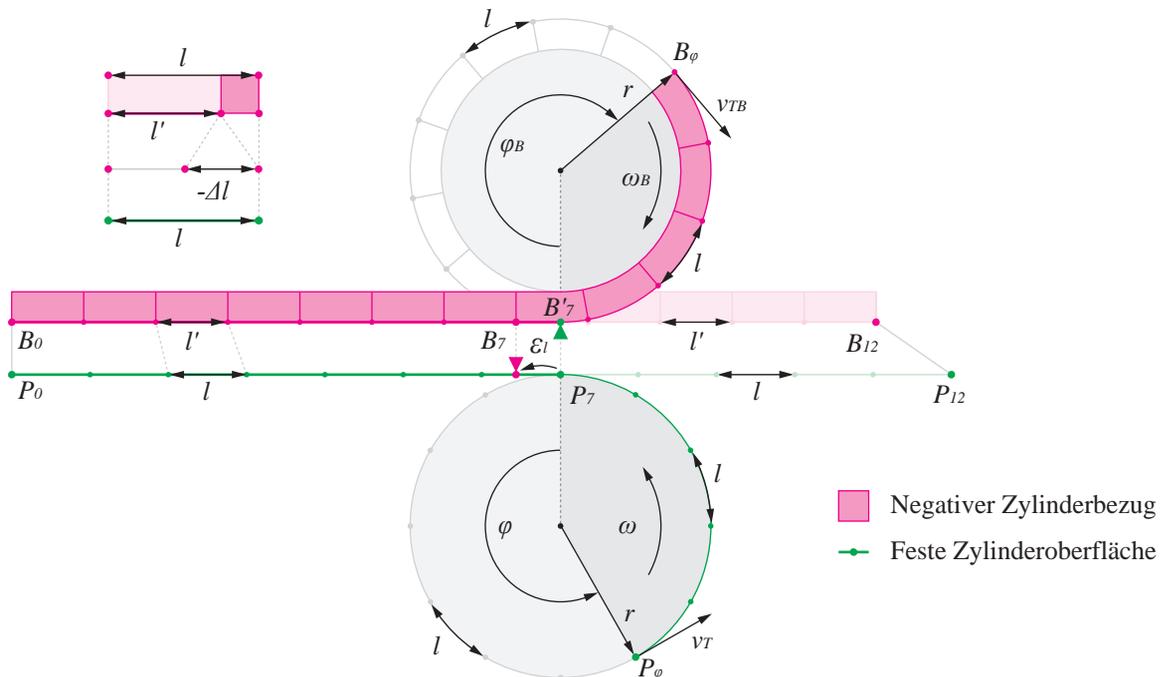


Abbildung 6.20: Schematische Darstellung des Förderverhaltens eines negativen Zylinderbezuges

Infolge der absoluten Stauchung $\Delta l < 0$ erfährt die Zylinderbezugsfläche im Druckspalt eine Längenabnahme $\mathcal{E}_l = \frac{\Delta l}{l}$, die das Förderverhalten des Zylinderbezuges bestimmt $\beta = \mathcal{E}_l$. Dadurch nimmt der effektive Zylinderumfang ab $U_e = U_g(1 + \beta)$, sodass die tatsächliche Förderlänge der geförderten Länge eines kleineren Zylinders $r_e = \frac{U_e}{2\pi} < r$ entspricht, sodass die Winkelgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders abnimmt $\omega = \omega_A \frac{r_e}{r}$. Beim Drehwinkel φ fördert der feste Gegendruckzylinder die Länge $\overline{P_0P_7}$ und der bezogene Zylinder fördert beim gleichen Drehwinkel φ die Länge $\overline{A_0A_7}$. Infolge des Förderverhaltens des Zylinderbezuges $\beta < 0$, des effektiven Radius' $r_e < r$ und verschiedener Winkelgeschwindigkeiten $\omega_B > \omega$ nimmt das Übersetzungsverhältnis der Zylinder ab $i_A = \frac{r_e}{r} = \frac{\omega}{\omega_A} = 1 + \beta$.

6.4.1 Ursächlicher Verformungsvorgang für das negative Förderverhalten

Bei mehrschichtigen Zylinderaufzügen, die aus einem Oberbau und einem nachgiebigen Unterbau bestehen, wird der Oberbau durch den Gegendruckzylinder von einer konvexen in eine konkave Form im Druckspalt reversibel verformt. Unter einigen Vereinfachungen (Bernoullische Annahmen) wird dieses Verformungsverhalten nach der Balkentheorie des mechanischen Verhaltens von schubstarrten Balken bei Durchbiegung (Schubverformung aus der Querkraft wird vernachlässigt) mit einem Euler-Bernoulli-Balken beschrieben und visuell dargestellt (Abb. 6.21). Es wird angenommen, dass die Balkenlänge wesentlich größer als die Querschnittsabmessungen ist, dass die Balkenquerschnitte vor und nach der Deformation eben, unverwölbt und senkrecht zur Balkenachse stehen sowie dass die Biegeverformungen klein sind und dass der Balken aus einem isotropen Werkstoff besteht, das dem Hooke'schen Gesetz folgt.

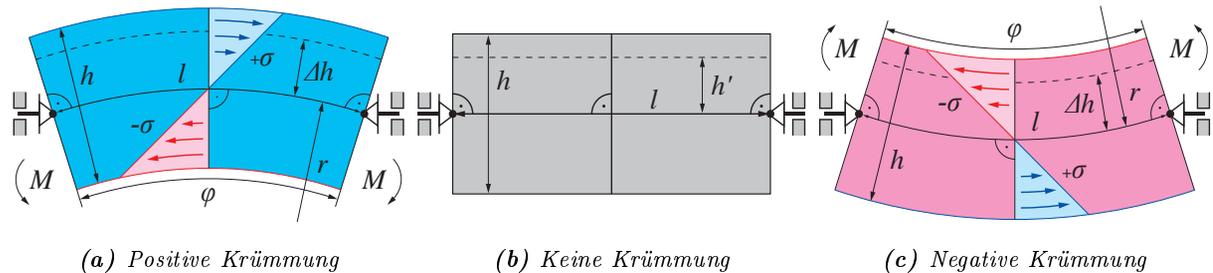


Abbildung 6.21: Schematische Darstellung des Verformungsverhaltens eines schubstarrten Balkenstücks

Durch die Biegemomente M bilden sich Spannungen $\sigma_{\Delta h}$ im Biegebalken, sodass die Ober- $\Delta h = \frac{h}{2}$ und Unterseite $\Delta h = -\frac{h}{2}$ unterschiedliche Dehnungen $\varepsilon_{\Delta h}$ erfahren (Abb. 6.21). Bei der positiven Krümmung (Abb. 6.21a) werden die Fasern oberhalb der Balkenlängsachse l einer tangentialen Zugspannung $\sigma_{\Delta h} > 0$ ausgesetzt und dadurch gedehnt $\varepsilon_{\Delta h} > 0$, während die Fasern unterhalb der Balkenachse einer tangentialen Druckspannung $\sigma_{\Delta h} < 0$ ausgesetzt und dadurch gestaucht $\varepsilon_{\Delta h} < 0$ werden. Bei der negativen Krümmung (Abb. 6.21c) werden die Fasern oberhalb der Balkenlängsachse l einer tangentialen Druckspannung $\sigma_{\Delta h} < 0$ ausgesetzt und dadurch gestaucht $\varepsilon_{\Delta h} < 0$, während die Fasern unterhalb der Balkenachse einer tangentialen Zugspannung $\sigma_{\Delta h} > 0$ ausgesetzt und dadurch gedehnt $\varepsilon_{\Delta h} > 0$ werden.

An der Ober- und Unterseite des Biegebalkens $\Delta h = \pm \frac{h}{2}$ erreichen die Spannungen $\sigma_{\Delta h}$ ihren Maximalwert und fallen linear nach innen bis zur spannungsfreien Balkenachse $\sigma_{\Delta h} = 0$ in der Querschnittsmitte $\Delta h = 0$ ab. In der Balkenachse findet der Übergang von Zug- auf Druckspannung statt und die neutralen Fasern erfahren keine Längenänderung $\varepsilon_{\Delta h} = 0$, sofern keine zusätzliche Kraft in der Balkenlängsrichtung wirkt. Bei der reinen Biegung ist der Verlauf der Längenänderung $\varepsilon_{\Delta h}$ über den Balkenquerschnitt eine Linearfunktion des Abstandes von der Balkenachse Δh und der Krümmung k , die mit der Gleichung 6.14

6.4. Negatives Förderverhalten von Zylinderbezügen

definiert wird, wobei die Krümmung $k = \frac{1}{r}$ der Kehrwert des Krümmungsradius r darstellt.

$$\varepsilon_{\Delta h} = \frac{(r + \Delta h)\varphi - r\varphi}{r\varphi} = \frac{\Delta h}{r} = k\Delta h \quad (6.14)$$

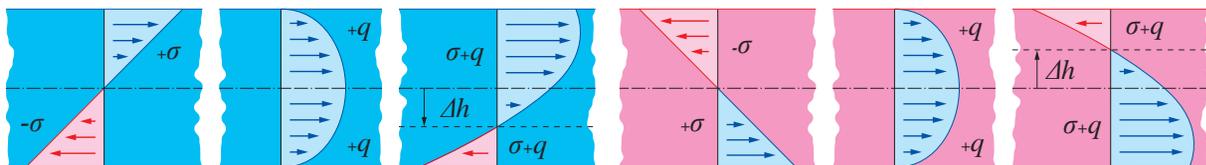
Nach dem Hook'schen Gesetz $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$ wird mithilfe des definierten Dehnungsverlaufs (Gl. 6.14) die Verteilung der durch die querkraftfreie Balkenbiegung verursachten Spannungen $\sigma_{\Delta h}$ (Gl. 6.15) errechnet.

$$\sigma_{\Delta h} = E\varepsilon_{\Delta h} = E\frac{\Delta h}{r} = Ek\Delta h \quad (6.15)$$

Bei der Biegung des realen Balkens durch Querkraft Q werden Schubspannungen q im Biegebalken hervorgerufen, die beim rechteckigen Balkenquerschnitt der Breite b und Höhe h eine parabolische Verteilung $q_{\Delta h}$ über die Querschnittshöhe aufweisen (Gl. 6.16), die an den Balkenrändern $\Delta h = \pm \frac{h}{2}$ gleich Null ist und in der Balkenachse $\Delta h = 0$ ihren Maximalwert $q_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q}{bh}$ erreicht, der mit der mittleren Schubspannung $q_m = \frac{Q}{bh}$ im festen Zusammenhang steht $q_{max} = \frac{3}{2} q_m$ [149]. Durch verschiedene Krümmungsradien und unterschiedliche Beanspruchungen der außen- und innenliegenden Oberflächen des Biegebalkens werden bei jeder realen Biegung Querspannungen im Werkstoff hervorgerufen. Aus dem Hook'schen Stoffgesetz für einen einachsigen Schubspannungszustand kann abgeleitet werden, dass eine parabolische Schubspannungsverteilung $q_{\Delta h}$ eine parabolische Schubverformung $\tan \gamma = q_{\Delta h} \frac{2(1+\nu)}{E}$ bewirkt.

$$q_{\Delta h} = \frac{3}{2} \frac{Q}{bh} \left[1 - \left(\frac{2\Delta h}{h} \right)^2 \right] \quad (6.16)$$

Während die Schubspannungen $q_{\Delta h}$ den infolge der Durchbiegung entstandenen Druckspannungen $\sigma_{\Delta h} < 0$ in der inneren Balkenhälfte $\Delta h < 0$ entgegenwirken und die Stauchung $\varepsilon_{\Delta h} < 0$ mildern, wirken jene in der äußeren Balkenhälfte $\Delta h > 0$ mit den Zugspannungen $\sigma_{\Delta h} > 0$ zusammen und tragen zu der Dehnung bei $\varepsilon_{\Delta h} > 0$ bei (Abb. 6.22). Die Gesamtspannung der Fasern im Biegebalken in Längsrichtung ergibt sich aus der infolge der Durchbiegung entstandenen linearen Spannungsverteilung $\sigma_{\Delta h}$ und der infolge der Querkraft entstandenen parabelförmigen Schubspannungsverteilung $q_{\Delta h}$ (Abb. 6.22a und 6.22b).



(a) Spannungen bei positiver Krümmung

(b) Spannungen bei negativer Krümmung

Abbildung 6.22: Vereinfachte schematische Darstellung der resultierenden Spannungsverteilung, die aus den Spannungen infolge der Durchbiegung und Schubspannungen infolge der Querkraft besteht

Durch die Schubspannungen erfährt die Balkenachse eine Längsdehnung, aufgrund dessen wird der ganze Balken, neben der infolge der Durchbiegung entstandenen Längenänderungen, einer zusätzlichen Relativdehnung ausgesetzt [150]. Diese Längenänderung ist eine übliche Längung, die beim Biegeumformen der realen Werkstoffe infolge der Einschnürung bzw. infolge des Ungleichgewichts zwischen der außenliegenden Dehnung und der innenliegenden Stauchung stattfindet. Dadurch wird die Balkenachse zum Innenradius verschoben und die Position der imaginären Balkenachse Δh wird in einem Annäherungsverfahren bestimmt. Die Länge des verformten Balkens l' wird mit dem Zusammenhang $l' = \left[r + \frac{h}{2} (k - 1) \right] \pi \frac{\varphi}{180^\circ}$ errechnet, wobei der k-Faktor k nichtlinear ist und geometrieabhängig $\frac{R}{h}$ zwischen 0 und 1 beträgt [151].

Mehrschichtige Zylinderbezüge sind Verbundwerkstoffe, die aus stoffschlüssig verbundenen und reversiblen Verformungen ausgesetzten Einzelschichten verschiedener Eigenschaften bestehen. Um die Verfor-

mungen abzuhandeln, wird das vorgestellte Modell (Abb. 6.21) um eine Unterschicht mit der Federkonstante D_{gs} und vernachlässigbarer Stärke erweitert und die Federkonstante des Biegebalkens D_{ob} in Längsrichtung wird berücksichtigt (Abb. 6.23). Mit steigendem Verhältnis der Federkonstanten $\frac{D_{gs}}{D_{ob}}$ nimmt die Längenänderung der Unterschicht und der Balkenunterseite ab (parallele Federschaltung $\frac{D_{ob}}{2} + D_{gs}$), infolgedessen wird die ursprüngliche Balkenachse l aus der Balkenmitte $\frac{h}{2}$ zur Unterschicht verschoben:

$$h' = \frac{h}{2} \left(1 - \frac{D_{ob}}{D_{ob} + D_{gs}} \right) \quad (6.17)$$

Bei der positiven Krümmung (Abb. 6.23a) findet dadurch eine Verkleinerung $r_k = r - h'$ und bei der negativen Krümmung (Abb. 6.23c) eine Vergrößerung $r_k = r + h'$ des ursprünglichen Krümmungsradius r statt. Durch den zunehmenden Abstand der Balkenoberseite von der verschobenen Balkenlängsachse, der bei der konvexen Krümmung positiv $\Delta h' = (\frac{h}{2} + h')$ und bei der konkaven Krümmung negativ $\Delta h' = -(\frac{h}{2} + h')$ ist, nimmt die Relativlängenänderung der Balkenoberseite zu $\varepsilon = \frac{\Delta h'}{r_k}$.

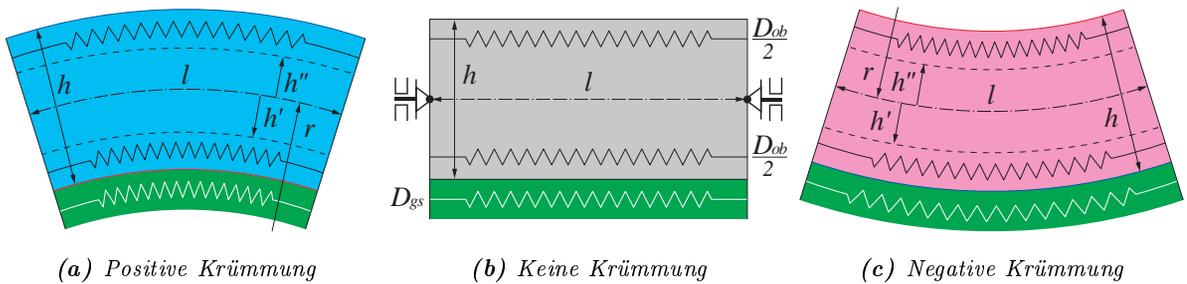


Abbildung 6.23: Schematische Darstellung des Verformungsverhaltens eines Verbundbalkenstücks, das aus einem schubstarren homogenen Biegebalken und einer dehnbaren Unterschicht besteht

Um den Einfluss der Biegung einer Schicht auf das Drehverhältnis eines Zylinderpaares zu erläutern, wird das Verformungsverhalten einer den Bernoullischen Annahmen folgenden Materialbahn bei der Umschlingung in einem Druckspalt schematisch dargestellt (Abb. 6.24) und geometrisch ermittelt. Die Zylinder werden von der dazwischen befördernden Materialbahn getrennt, sodass die einzelnen Abwicklungslängen der Zylinder und der Materialbahn getrennt ermittelt werden können. Wenn keine Biegung stattfindet, sind die Abwicklungslängen beider Zylinder und der Materialbahn gleich $\overline{A_o B_o} = \overline{A_u B_u} = \overline{AB}$, sodass keine Differenzgeschwindigkeit im Berührungsbereich entsteht $\omega_o r = \omega_u r = v$. Bei der Umschlingung passt sich die Materialbahn an die Oberfläche des umschlungenen Zylinderpartners an, infolgedessen findet eine Biegung φ der Bahn statt, die mit der Biegebalkentheorie beschrieben wird. Analog dem Biegebalken (Gl. 6.14) erfährt dadurch die äußere Bahnoberfläche $\overline{A' B'}$ eine Dehnung $\varepsilon'_l = \frac{\Delta h}{r + \frac{h}{2}}$, wobei $\Delta h = \frac{h}{2}$, und die innere Oberfläche $\overline{A'' B''}$ eine Stauchung $\varepsilon''_l = \frac{\Delta h}{r - \frac{h}{2}}$, da $\Delta h = -\frac{h}{2}$, während die Bahnmitte \overline{AB} , da $\Delta h = 0$, keine Längenänderung erfährt, sofern keine Zug- oder Druckkräfte auf die Materialbahn wirken.

Durch die relativen Längenänderungen ε'_l und ε''_l erfahren der äußere und der innere Zylinder unterschiedliche Bahnlängen $\overline{A' B'} > \overline{A_o B_o}$ und $\overline{A'' B''} < \overline{A_u B_u}$, sodass bei gleicher Vorschubgeschwindigkeit v die Winkelgeschwindigkeit der oberen Zylinder steigt $\omega_o = \frac{v}{r}(1 + \varepsilon'_l)$ und der unteren Zylinder sinkt $\omega_u = \frac{v}{r}(1 + \varepsilon''_l)$, da $\varepsilon''_l < 0$ ist. Die gesamte Differenzwinkelgeschwindigkeit der Zylinder $\omega_\varepsilon = \omega_o - \omega_u = \frac{v}{r}(\varepsilon'_l - \varepsilon''_l)$ ergibt sich aus der Differenz der relativen Längenänderungen der Bahnoberflächen ε'_l und ε''_l . Aus den vorgestellten Zusammenhängen geht hervor, dass die Differenzwinkelgeschwindigkeit der Zylinder ω_ε mit steigender Materialbahnstärke h und sinkendem Krümmungsradius $r_k = r + \frac{h}{2}$ bzw. steigender Krümmung $k = \frac{1}{r_k}$ größer wird sowie dass sie im Bereich der Krümmungsänderung bzw. am Anfang (Querschnitt A) und Ende (Querschnitt B) des Schmiegekreises \overline{AB} entsteht.

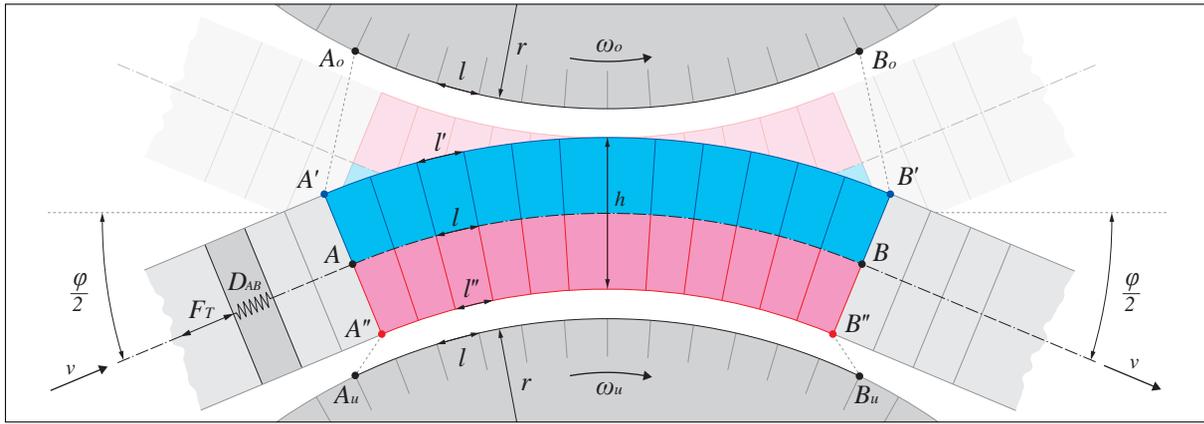


Abbildung 6.24: Schematische Darstellung des Verformungsverhalten der Ober- und Unterseite einer Materialbahn infolge der querkräftfreien Biegung bei der Umschlingung in einer Klemmstelle

Während die Längenänderung der Bahnunterseite ε_l'' im Berührungsbereich entsteht (A'' und B'') und somit von den dagegen wirkenden Reibungskräften abhängt, findet die Längenänderung der Bahnoberseite ε_l' außerhalb des Kontaktbereiches statt (A' und B') und hängt von der Reibungszahl nicht ab.

Eine zusätzliche Vorschubkraft (Druckkraft, $F_T < 0$) oder ein Bremsmoment der Zylinder ruft eine Stauchung der Materialbahn $\overline{\Delta AB} < 0$ hervor, die abhängig von der Federkonstante D_{AB} eine relative Verkürzung der Längsachse $\varepsilon_l = \frac{\overline{\Delta AB}}{AB}$ vor der Einlaufzone (Querschnitt A) hervorruft, sodass die Dehnung der Bahnoberseite reduziert $\varepsilon_l' = \frac{\Delta h}{r_k} + \varepsilon_l$ und die Stauchung der Bahnunterseite verstärkt $\varepsilon_l'' = \frac{\Delta h}{r_k} + \varepsilon_l$ wird, aufgrund dessen sinkt die Winkelgeschwindigkeit beider Zylinder. Eine Rückzugkraft (Zugkraft, $F_T > 0$) oder ein zusätzliches Antriebsmoment der Zylinder bewirkt dagegen eine Dehnung der Materialbahn $\overline{\Delta AB} > 0$ vor der Einlaufzone, die eine relative Verlängerung der Längsachse $\varepsilon_l = \frac{\overline{\Delta AB}}{AB}$ erzeugt, sodass die Längsdehnung der Bahnoberseite $\varepsilon_l' = \frac{\Delta h}{r_k} + \varepsilon_l$ verstärkt und die Stauchung der Bahnunterseite reduziert $\varepsilon_l'' = \frac{\Delta h}{r_k} + \varepsilon_l$ wird, aufgrund dessen steigt die Winkelgeschwindigkeit der Zylinder.

6.4.2 Geometrische Ermittlung des negativen Förderverhaltens

Entstehungsursache des negativen Förderverhaltens eines kompressiblen Zylinderbezuges ist die infolge der Zylinderbeistellung entstandene Längsstauchung der Zylindermantelfläche im Druckspalt. Bei kompressiblen Zylinderbezügen gilt das Volumenerhaltungsgesetz nicht und eine Abplattung (keine Wulstbildung) des Zylinders findet infolge der Zylinderbeistellung in der Ein- und Auslaufzone statt. Zur geometrischen Erläuterung der Längenänderung wird ein Druckspalt schematisch dargestellt (Abb. 6.25) und die Abplattung des verformbaren Zylinders wird der Vereinfachung halber mit zwei Schmiegekreisen K_{e1} und K_{e2} definiert. Unter der Voraussetzung, dass der Gegendruckzylinder Z_o keine Deformation erfährt und dass beide Zylinder gleiche Radien aufweisen $r_o = r_u$ sowie das der Druckspalt symmetrisch ist, sind die Berührungslänge \overline{CC} (verformt, $s > 0$) und die geometrische Länge $\overline{C'C'}$ (unverformt, $s = 0$) gleich $\overline{CC} = \overline{C'C'}$. Die Längenänderung entsteht in der Ein- und Auslaufzone, da die Summe der geometrischen Längen $\overline{AB} + \overline{BC}$ von dem Kreisbogen des Schmiegekreises \overline{AC} abweicht, wobei $\overline{BC} = \overline{BC'}$.

Während der Radius des Schmiegekreises r_e von den Materialeigenschaften des Zylinderbezuges abhängt, stehen die restlichen Größen im geometrischen Zusammenhang, der im kartesischen Koordinatensystem ermittelt wird. Zur geometrischen Ermittlung wird der Radius r_e der Schmiegekreise willkürlich so gewählt, dass die zu ermittelnden Längen deutlich dargestellt werden können. Die Schmiegekreise K_{e1} und

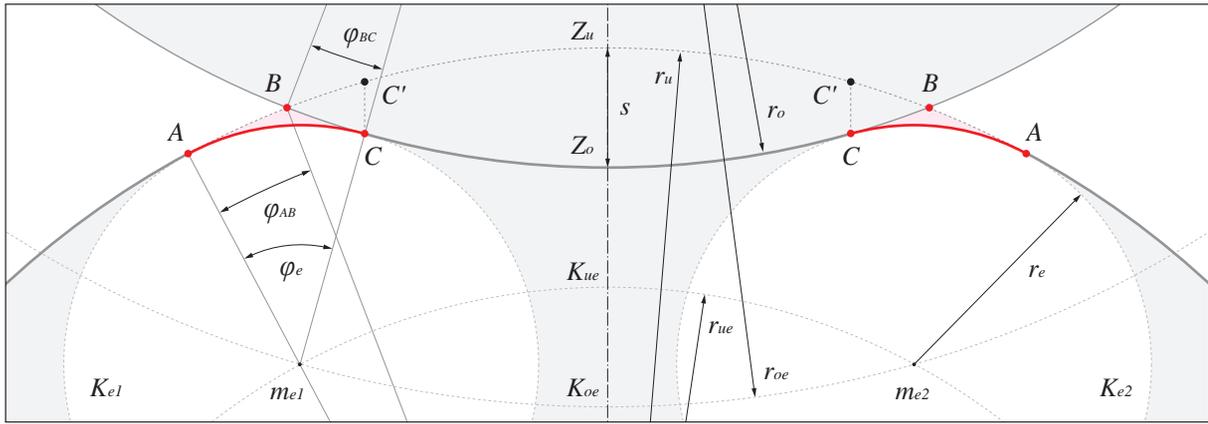


Abbildung 6.25: Schematische Darstellung des geometrischen Verformungsverhaltens der Zylindermantelfläche eines kompressiblen Zylinders in der Ein- und Auslaufzone des Druckspalts

K_{e2} liegen innerhalb des verformbaren Zylinders $K_{e1} \wedge K_{e2} \in Z_u$ und berühren beide Zylinder in einem Punkt C bzw. A , der an der Verbindungslinie des Schmiegekreis- und des Zylindermittelpunktes liegt, sodass $C \in \overline{m_o m_e}$ und $m_e \in \overline{A m_u}$, wobei $m_o(x_{m_o}, y_{m_o})$ und $m_u(x_{m_u}, y_{m_u})$ die Mittelpunkte der Zylinder sind. Um die Mittelpunkte der Schmiegekreise m_e zu ermitteln, wird um jeden Zylinderkreis Z_o und Z_u ein konzentrischer Kreis erstellt und die Mittelpunkte m_{e1} und m_{e2} ergeben sich aus den Schnittpunkten der erstellten Kreise $K_{oe}(m_o, r_{oe})$ und $K_{ue}(m_u, r_{ue})$. Dabei berühren die Schmiegekreise den unteren Zylinder Z_u von innen, sodass $r_{ue} = r_u - r_e$, und den oberen Z_o Zylinder von außen, sodass $r_{oe} = r_o + r_e$.

Die Punkte $m_e : K_{oe} \cap K_{ue}$ werden ermittelt, indem für jeden Kreis eine Kreisgleichung definiert wird:

$$\begin{aligned} K_{oe} : (x - x_{m_o})^2 + (y - y_{m_o})^2 &= r_{oe}^2 \\ K_{ue} : (x - x_{m_u})^2 + (y - y_{m_u})^2 &= r_{ue}^2 \end{aligned} \quad (6.18)$$

Durch Subtraktion der Gleichungen 6.18 ergibt sich die lineare Gleichung der Potenzgerade der Kreise:

$$y = \frac{-2x(x_{m_o} - x_{m_u}) + x_{m_o}^2 - x_{m_u}^2 + y_{m_o}^2 - y_{m_u}^2 - r_{oe}^2 + r_{ue}^2}{2(y_{m_o} - y_{m_u})} \quad (6.19)$$

Die lineare Gleichung 6.19 (Chordale der Kreise) wird in eine der beiden Gleichungen 6.18 eingesetzt, woraus sich eine quadratische Gleichung für die x-Werte der Schnittpunkte m_{e1} und m_{e2} ergibt. Da die Längen $\overline{m_u m_e} = r_{ue}$, $\overline{m_e m_o} = r_{oe}$ und $\overline{m_u m_o} = r_u + r_o - s$ geometrisch definiert sind und ein Dreieck mit Eckpunkten m_u , m_e und m_o bilden, können die Mittelpunkte m_e trigonometrisch ermittelt werden.

Nach dem erläuterten Verfahren werden die geometrischen Schnittpunkte der Zylinder Z_o und Z_u ermittelt und die Punkte $B = Z_o \cap Z_u$ definiert. Die Zylinder Z_o und Z_u berühren die Schmiegekreise $K_{e1}(x_{m_{e1}}, y_{m_{e1}})$ und $K_{e2}(x_{m_{e2}}, y_{m_{e2}})$ im Punkt $C = K_e \cap Z_o$ bzw. $A = K_e \cap Z_u$, sodass sich nach dem Einsetzen der Gleichung 6.19 in eine der Gleichungen 6.18 eine Lösung ergibt, wobei für den Punkt A die Bedingung 6.20 und für den Punkt C die Bedingung 6.21 der berührenden Kreise erfüllt werden muss.

$$r_{ue} = \sqrt{(x_{m_u} - x_{m_e})^2 + (y_{m_u} - y_{m_e})^2} \quad (6.20)$$

$$r_{oe} = \sqrt{(x_{m_o} - x_{m_e})^2 + (y_{m_o} - y_{m_e})^2} \quad (6.21)$$

Um anhand der ermittelten x-y-Koordinaten der Punkte A , B und C die Längen \overline{AC} , \overline{AB} und \overline{BC} zu errechnen, werden die Steigungen der Geraden $\overline{m_u A}$, $\overline{m_u B}$, $\overline{m_e m_o}$, $\overline{m_o B}$ und $\overline{m_o C}$ definiert und die

6.4. Negatives Förderverhalten von Zylinderbezügen

Schnittwinkel φ_{AB} , φ_e und φ_{BC} bestimmt. Die Steigungen k der Geraden werden mithilfe der Differenzenquotienten aus zwei darauf liegenden Punkten $P(x_1, y_1)$ und $Q(x_2, y_2)$ definiert (Gl. 6.9, Seite 97) und der Schnittwinkel der schneidenden Geraden mit den Steigungen k_1 und k_2 errechnet (Gl. 6.10, Seite 97).

Aus den geometrischen Radien r_o , r_u und r_e , und den ermittelten Schnittwinkeln φ_{AB} , φ_e und φ_{BC} werden die gesuchten Längen $\overline{AC} = r_e\varphi_e$, $\overline{AB} = r_u\varphi_{AB}$ und $\overline{BC} = r_o\varphi_{BC}$ als Kreisbogenlängen geometrisch definiert, wobei die Winkel in Radiant sind. Daraus ergibt sich die absolute Längenabnahme der Zylindermantelfläche im Druckspalt als Summe der Längenabnahmen in der Ein- und Auslaufzone zu:

$$\Delta l = 2 [\overline{AC} - (\overline{AB} + \overline{BC})] \quad (6.22)$$

woraus die geometrische relative Längenänderung ε_l in der Ein- und Auslaufzone errechnet wird:

$$\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{2(\overline{AB} + \overline{BC})} \quad (6.23)$$

Nach der durchgeführten geometrischen Ermittlung ist die verformte Länge der Zylinderbezugsfläche \overline{AC} kleiner als die geometrische Länge $\overline{AB} + \overline{BC}$, sodass ein kompressibler Zylinder bzw. Zylinderbezug in Tangentialrichtung gestaucht wird $\varepsilon_l < 0$ und demnach ein negatives Förderverhalten $\beta < 0$ aufweist.

Anlehnend an die geometrische Ermittlung wird der Einfluss der im Druckspalt hervorgerufenen Deformationen eines kompressiblen Zylinders auf die Kinematik der Zylinderoberfläche analysiert (Abb. 6.26). Außerhalb des Verformungsbereichs \overline{AA} weist der verformte Zylinder Z_u die geometrisch definierte Umfangsgeschwindigkeit $v_{Tu} = \omega_u r_u$ auf. Infolge der Abplattung findet eine Radiusabnahme $\Delta r_u < 0$ des Zylinders Z_u innerhalb des Verformungsbereichs \overline{AA} statt, infolgedessen sinkt die Tangentialgeschwindigkeit der Zylinderoberfläche $v_{Tu} = \omega_u(r_u + \Delta r_u)$. Durch die Radiusänderung Δr_u beim Zylinderdrehwinkel $\Delta\varphi$ bildet sich eine Radialgeschwindigkeit $v_{Ru} = \lim_{\Delta\varphi \rightarrow 0} \frac{\Delta r_u}{\Delta\varphi}$ der Zylinderbezugsfläche.

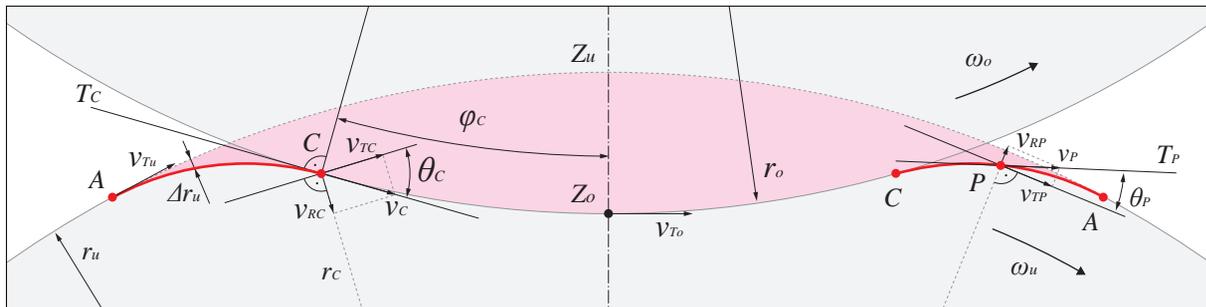


Abbildung 6.26: Schematische Darstellung des geometrischen Druckspalts eines kompressiblen Zylinders zur Ermittlung der kinematischen Zusammenhänge

Im Berührungspunkt C stimmt die Tangente T_C der deformierten Zylinderoberfläche $r_u + \Delta r_u$ mit den Kreistangenten des Gegendruckzylinders Z_o und des inneren Schmiegekreises K_e überein (vgl. Abb. 6.25 und 6.26). Die Kreistangente T_C im Punkt $C(x_C, y_C)$ kann sowohl über die Kreisgleichung Z_o (Gl. 6.18) als auch über die Orthogonale $T_C \perp \overline{m_o m_e}$ der Verbindungslinie $\overline{m_o m_e}$ der Mittelpunkte des Zylinderkreises $m_o(x_{m_o}, y_{m_o})$ und des Schmiegekreises $m_e(x_{m_e}, y_{m_e})$ definiert werden. Die Steigung der Orthogonalen $k_T = -\frac{1}{k_{oe}}$ ist gleich dem negativen Kehrwert der Steigung $k_{oe} = \frac{y_{m_o} - y_{m_e}}{x_{m_o} - x_{m_e}}$ der Verbindungslinie $\overline{m_o m_e}$ der berührenden Kreise $C = K_e \cap Z_o$, die zur Bestimmung des y-Achsenabschnitts a_T der Kreistangente T_C in die Geradengleichung eingesetzt wird $a_T = y_C - k_T x_C$, woraus die Tangentengleichung $y_T = k_T x_T + a_T$ hervorgeht, wobei x_T und y_T die xy-Koordinaten der Tangentengerade sind.

Die Geschwindigkeit eines auf der Zylindermantelfläche liegenden Punktes P ist in Tangentialrichtung der Zylinderoberfläche gerichtet und entspricht der resultierenden Geschwindigkeit $\vec{v}_P = \vec{v}_{TP} + \vec{v}_{RP}$, die aus der Tangentialgeschwindigkeit v_{TP} und der Radialgeschwindigkeit v_{RP} besteht und nach dem Kosinussatz definiert wird $v_P = \frac{v_{TP}}{\cos \theta_P}$. Die auf den Gegendruckzylinder im Eingriffspunkt C (im Haftbereich \overline{CC} ist $v_C = v_{To}$) übertragene Geschwindigkeit $v_C = \frac{\omega_u r_C}{\cos \theta_C}$ besteht demnach aus beiden Geschwindigkeitskomponenten v_{TC} und v_{RC} und bestimmt das Drehverhältnis der gekoppelten Zylinder (Gl. 6.13, Seite 98). Mit abnehmendem Eingriffswinkel φ_C und Schmiegewinkel θ_C nimmt die Geschwindigkeit der Zylindermantelfläche im Eingriffspunkt ab $v_C < v_{Tu}$ bzw. $v_C = v_{To}$, sodass die Winkelgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders sinkt und das Förderverhalten des kompressiblen Zylinders $\beta < 0$ negativer wird.

6.4.3 Theoretische Ansätze des negativen Förderverhaltens

Anlehnend an die in Kapitel 6.4.1 erläuterten Verformungsvorgänge und die in Kapitel 6.4.2 vorgestellten geometrischen Zusammenhänge werden die Deformationen eines negativ fördernden mehrschichtigen Zylinderbezuges schematisch dargestellt (Abb. 6.27) und das negative Förderverhalten wird theoretisch abgehandelt. Dabei werden die Grundprinzipien der für das negative Förderverhalten bedeutenden Deformationsvorgänge erläutert und infolge der äußerst komplexen Zusammenwirkung zahlreicher Einflussfaktoren werden unwesentliche Eigenschaften idealisiert oder vernachlässigt. Ähnlich dem Aufbau der experimentell ermittelten Zylinderbezüge besteht der abgebildete Zylinderbezug aus einer inkompressiblen Oberschicht, einer Zwischenschicht vernachlässigbarer Stärke und einer kompressiblen Unterschicht. Die Abbildung 6.27 dient als Grundlage und Ausgangspunkt der ausführlicheren Erläuterung der wichtigsten Effekte für das negative Förderverhalten, die in diesem Kapitel mithilfe der zusätzlichen Abbildungen 6.28 und 6.29 unter ständigem Fokus auf die Grundabbildung 6.27 abgehandelt werden.

Bei mehrschichtigen Zylinderbezügen beruht das negative Förderverhalten auf der im Druckspalt auftretenden Verformung der Oberschicht, die mithilfe der Biegebalkentheorie erklärt wird. Durch das Aufspannen auf den Zylinder (konvexe Krümmung, siehe Abb. 6.21a) erfahren die Aufbauschichten eines plattenförmigen Zylinderbezuges unterschiedliche Längenänderungen $\varepsilon_{\Delta h}$, die von den Materialeigenschaften der Einzelschichten bzw. von der resultierenden Position der neutralen Fasern Δh des Zylinderbezuges sowie von der Krümmungsradius r_k abhängen (Gl. 6.14). Dadurch werden die über den neutralen Fasern liegenden Fasern gedehnt $\Delta h > 0 \Rightarrow \varepsilon_{\Delta h} > 0$ und die darunter liegenden Fasern gestaucht $\Delta h < 0 \Rightarrow \varepsilon_{\Delta h} < 0$. Der Nennradius des bezogenen Zylinders $r_u = r_{zk} + d$ besteht aus dem Radius des Zylinderkerns r_{zk} und der Zylinderbezugsstärke d , sodass die infolge des Aufspannens entstandene Relativdehnung der Zylinderbezugsoberfläche $\varepsilon_{\Delta h} > 0$ keinen Einfluss auf den geometrischen Zylinderumfang $U_g = 2r\pi$ aufweist.

Daraus ergibt sich eine Referenzlänge $l = U_g \frac{\varphi}{2\pi}$, die bei gleichen Radien beider Zylinder $r_u = r_o$ gleich ist $l = r_o \varphi = r_u \varphi$. Infolge der Zylinderbeistellung findet eine lokale Radialdeformation des Zylinderbezuges im Kontaktbereich statt, bei der sich die Oberschicht vom bezogenen Zylinder zum Gegendruckzylinder anpasst (Umschlingungswechsel) und eine reversible Durchbiegung erfährt (konkave Krümmung, siehe Abb. 6.21c), aufgrund dessen entsteht eine Tangentialdeformation der Zylinderbezugsoberfläche $\Delta l = l' - l$, wobei $l' < l$, die eine relative Längenänderung des Zylinderbezuges bewirkt $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l}$, sodass der effektive Umfang U_e kleiner wird und vom geometrischen Zylinderumfang U_g abweicht $U_e = U_g(1 + \varepsilon_l)$.

Während bei ruhenden Zylindern $\omega_o \wedge \omega_u = 0$ eine Relativstauchung ε_l der Zylinderbezugsoberfläche in der Ein- $\varepsilon_{le} < 0$ und Auslaufzone $\varepsilon_{la} < 0$ entsteht (Steigung der Deformation, $l \rightarrow l'$), findet in der

der Reibungskraft $F_R \neq 0$ und der Federkonstante $D_{gs} > 0$ schematisch dargestellt.

Da sich die Ober- und Zwischenschicht auf der nachgiebigen (meistens luftgepolsterten) Unterschicht befinden bzw. darauf schweben, sind sie vom Zylinderkern entkoppelt ($D_{ub} \ll D_{ob}$) und verhalten sich ähnlich einer auf dem Zylinderkern schwebenden Materialbahn (Abb. 6.28), die sich im Druckspalt vom umschlungenen Zylinder trennt und dem Gegendruckzylinder anpasst, infolgedessen findet ein lokaler Umschlingungswechsel statt (siehe Abb. 6.24), sodass die Oberschichtoberseite eine Stauchung $\varepsilon'_l < 0$ und die Oberschichtunterseite eine Dehnung $\varepsilon'_l' > 0$ erfährt. Durch die Umschlingung der Oberschicht um den Gegendruckzylinder sowie durch die reibschlüssige Kopplung der Gegendruckzylinder- und der Oberschichtoberfläche, steigt der effektive Radius des Gegendruckzylinders $r'_o = r_o - h'$ und der effektive Radius des bezogenen Zylinders $r'_u = r_u + h'$ sinkt (Krümmungsradien), wobei $h' = -(\frac{h}{2} + \Delta h)$ ist. Nach der Biegebalkentheorie (Gl. 6.14, Seite 106) besteht die Gesamtstauchung der Zylinderbezugs oberfläche ε'_l aus der Längsstauchung $\varepsilon_{kg} = \frac{h'}{r'_u}$ infolge der Trennung vom Zylinderkern (konvex zu gerade) und der Längsstauchung $\varepsilon_{gk} = \frac{h'}{r'_o}$ infolge der Anpassung zum Gegendruckzylinder (gerade zu konkav):

$$\varepsilon'_l = \varepsilon_{kg} + \varepsilon_{gk} = \frac{r'_o + r'_u}{r'_u r'_o} h' = \frac{h'}{R} \quad (6.24)$$

Mit abnehmender Krümmung $\frac{1}{R} = \frac{1}{r'_u} + \frac{1}{r'_o}$ und steigender Oberschichtstärke h bzw. steigendem Abstand der Berührungsoberfläche von der Balkenachse h' nimmt die relative Längenabnahme ε'_l zu, wobei der Abstand h' mit steigendem Verhältnis der Federkonstanten der Ober- und Zwischenschicht in Laufrichtung $\frac{D_{gs}}{D_{ob}}$ größer wird (Parallelschaltung, Gl. 6.17, Seite 107). Da mit steigender Schichtstärke h die Federkonstante der Oberschicht D_{ob} in Radialrichtung abnimmt, findet bei gleicher Zylinderbeistellung eine größere Höhenabnahme der Oberschicht statt (Reihenschaltung, Gl. 6.1, Seite 94), die eine Steigung der Längenzunahme bewirkt (Volumenerhaltungsgesetz), die der infolge des Krümmungswechsels entstandenen Längsstauchung (Gl. 6.24) entgegenwirkt, sodass die Längsänderung ε'_l positiver wird.

Bei elastischen Zylinderbezügen und rotierenden Zylindern $\omega_o \wedge \omega_u \neq 0$ findet die Längsstauchung $l \rightarrow l'$ in der Einlaufzone $\overline{A_e A'}$ statt, die gestauchte Zylinderbezugs oberfläche l' tritt in den Haftbereich $\overline{A' B'}$ ein und die entstandene Längsstauchung ε'_{la} klingt in der Auslaufzone $\overline{B' B_a}$ ab $l' \rightarrow l$, sodass in der Einlaufzone eine Relativstauchung $\varepsilon'_{le} < 0$ und in der Auslaufzone eine Relativdehnung $\varepsilon'_{la} > 0$ entsteht (Abb. 6.28). Die Zylinderpartner sind über die Oberfläche $\overline{A' B'} = \overline{AB}(1 + \varepsilon'_l)$ im Druckspalt gekoppelt, sodass der Gegendruckzylinder keine geometrische, sondern die gestauchte Oberflächenlänge $\overline{A' B'}$ des bezogenen Zylinders erfährt. Bei konstanter Winkelgeschwindigkeit $\omega_u = \frac{v_T}{r'_u}$ des bezogenen Zylinders sinkt die Tangentialgeschwindigkeit der Oberschichtoberfläche $v'_T = \frac{v_T}{r'_u}(1 + \varepsilon'_l) < v_T$ im Druckspalt, die auf den Gegendruckzylinder übertragen wird, sodass die Winkelgeschwindigkeit $\omega_o = \frac{v'_T}{r'_o}$ des Gegendruckzylinders infolge der relativen Längsstauchung der Zylinderbezugs oberfläche im Berührungsbereich abnimmt.

Um den Einfluss des Umschlingungswechsels eines Zylinderbezuges und der Position der neutralen Fasern im Zylinderbezug auf das Drehverhältnis der Zylinder zu erläutern, wird ein Zylinderpaar schematisch dargestellt (Abb. 6.29) und die Umschlingungslängen werden geometrisch ermittelt. Das Zylinderpaar besteht aus einem bezogenen Zylinder Z_u und einem Gegendruckzylinder Z_o , die gleiche Außenradien aufweisen $r_u = r_o$, wobei der Zylinderbezug der Stärke h vom einen zum anderen Zylinder $Z_u \rightarrow Z_o$ im Druckspalt übergeben wird (Abb. 6.29a). Wenn die neutralen Fasern des Zylinderbezuges nicht auf der Zylinderbezugsaußenseite liegen $h' < 0$, findet im Druckspalt eine Längsstauchung der Zylinderbezugs oberfläche infolge der Krümmungsänderung statt. Zum einen nimmt dadurch der effektive Radius des

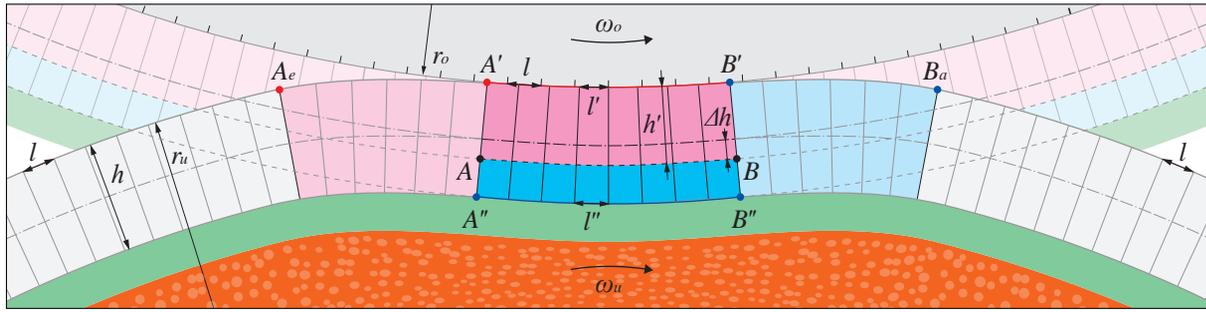
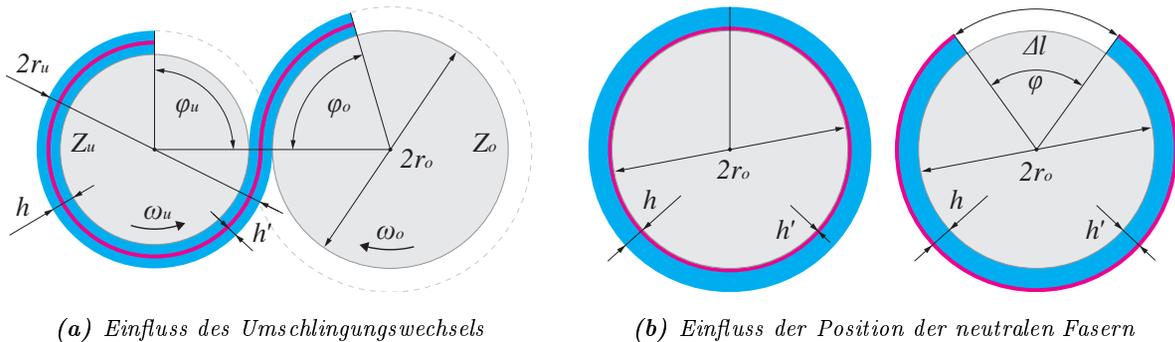


Abbildung 6.28: Schematische Darstellung des geometrischen Verformungsverhaltens der Oberschicht einer mehrschichtigen Zylinderbezugs infolge der Zylinderbeistellung im Druckspalt

bezogenen Zylinders $r'_u = r_u + h'$ ab und des Gegendruckzylinders $r'_o = r_o - h'$ zu, wobei $-h < h' < 0$, und zum anderen steigt die Längsstauchung der berührenden Zylinderbezugsfläche (Gl. 6.24). Dadurch sinkt der Umschlingungswinkel $\varphi_o = \frac{r'_u}{r'_o} \varphi_u$ und die Winkelgeschwindigkeit des Gegendruckzylinders $\omega_o = \frac{r'_u}{r'_o} \omega_u$ nimmt proportional ab. Beim maximalen Abstand der neutralen Fasern $h' = -h$ ergibt sich die größte Differenz der Umschlingungslänge $\Delta l = 2\pi h'$ infolge des Umschlingungswechsels, die eine Differenz des Umschlingungswinkels $\varphi = \frac{\Delta l}{r_o + h'}$ bewirkt (Abb. 6.29b). Aus der geometrischen Ermittlung der Längenänderung der Zylinderbezugsfläche (Kapitel 6.4.2, Seite 108) geht hervor, dass eine Längsstauchung $\varepsilon'_l < 0$ der Zylinderoberfläche in der Ein- und Auslaufzone beim wulstfreien Druckspalt stattfindet, auch wenn die Oberschicht keine Sichtstärke aufweist bzw. wenn $h = 0$ und demzufolge $h' = 0$ ist.



(a) Einfluss des Umschlingungswechsels

(b) Einfluss der Position der neutralen Fasern

Abbildung 6.29: Schematische Darstellung des Einflusses des Umschlingungswechsels eines Zylinderbezugs und der Position der neutralen Fasern auf den Umschlingungslänge

Bei realen Zylinderbezügen wird die infolge des Umschlingungswechsels entstandene Längenänderung der Zylinderbezugsfläche durch Materialeigenschaften der Aufbauschichten reduziert, die in Anlehnung an die ursächlichen Verformungsvorgänge für das positive Förderverhalten (Kapitel 6.3.1, Seite 92) und unter Berücksichtigung der theoretischen Ansätze des positiven Förderverhaltens (Kapitel 6.3.3, Seite 99) erläutert werden. Mit steigender Reibungszahl μ wird der Haftbereich des Druckspalts größer bzw. der Gleitbereich kleiner (Amontons'sche Gesetze), infolgedessen sinken die Relativbewegungen der berührenden Oberflächen und die Längenänderung der Deckschichtoberfläche nimmt ab. Die Längenänderung ε_l fängt außerhalb vom Berührungsbereich an und breitet sich im Berührungsbereich abhängig von der Radial- F_N und Tangentialkraft F_T bzw. der Reibungszahl $\mu = \frac{F_T}{F_N}$ aus, sodass die Längenänderung der Bezugsfläche mit steigender Reibungszahl reduziert wird, aber nicht ausgeschlossen werden kann.

Durch Beistellung werden in der Unterschicht Schubspannungen erzeugt, die mit steigender Radialdeformation oder steigendem Verhältnis der Federkonstanten $\frac{D_{ob}}{D_{ub}}$ und steigendem E-Modul sowie sinkender

Kompressibilität der Unterschicht zunehmen (Abb. 6.27). Dadurch werden Tangentialkräfte F_{Tub} erzeugt, die auf die Zwischenschicht übertragen werden. Zusätzlich wirken auf die Zwischenschicht die Zugkräfte F_{Tob} , die infolge der Durchbiegung der Oberschicht im Druckspalt entstehen und mit steigender Krümmung und steigendem Elastizitätsmodul sowie sinkender Kompressibilität der Oberschicht zunehmen. Die Schubspannungen und Schubverzerrungen nehmen mit steigendem Abstand von der Druckspaltmitte zu und bei ruhenden Zylinder sind sie in der Kontaktzonenmitte gleich Null. Infolge der Parallelschaltung der Aufbauschichten, wird dadurch eine von den Zugkräften F_{Tub} und F_{Tob} sowie von der Federkonstante D_{gs} abhängige Längenänderung $\varepsilon_{gs} = \frac{\Delta l_{gs}}{l_{gs}}$ der Zwischenschicht hervorgerufen, wobei $\Delta l_{gs} = \frac{F_{Tub} + F_{Tob}}{D_{gs}}$. Abhängig von der Kompressibilität der Unterschicht ν_{ub} können die Tangentialkräfte F_{Tub} im Druckspalt sowohl positiv sein und die Dehnung ε_{gs} steigern (wenn $\nu_{ub} \rightarrow 0,5$) als auch negativ sein und die Dehnung ε_{gs} mildern (wenn $\nu_{ub} \rightarrow 0$). Bei steigender Längsdehnung ε_{gs} nimmt der Abstand der neutralen Fasern in der Oberschicht der Zylinderberührungsoberfläche ab ($h' \rightarrow 0$), sodass die infolge der Durchbiegung entstandene Längsstauchung der Oberschichtoberseite $\varepsilon'_l = \frac{h'}{r_o + h'}$ sinkt. Bei fortschreitender Längsdehnung ε_{gs} , z. B. durch steigende Zugkräfte F_{Tub} oder sinkende Federkonstante D_{gs} , bestehen keine realen neutralen Fasern und eine Dehnung der Balkenachse der Oberschicht $\varepsilon''_l > 0$ entsteht, sodass die Oberschichtoberfläche, trotz der Längsstauchung $\varepsilon'_l < 0$, eine Längsdehnung $\varepsilon_l = \varepsilon'_l + \varepsilon''_l$ erfährt.

Durch eine Drehmomentdifferenz $\Delta M_{ou} = M_o - M_u$ der gekoppelten Zylinder infolge des steigenden Antriebsmoments des bezogenen Zylinders M_u oder infolge des zunehmenden Bremsmoments des Gegendruckzylinders M_o , bzw. wenn $M_o < M_u$ ist, werden tangential Druckkräfte in der Einlaufzone hervorgerufen, die eine zusätzliche Längsstauchung der Zylinderbezugsfläche ε_l bewirken.

6.4.4 Darstellung der Deformationen beim negativen Förderverhalten

Zylinderbezüge, die aus einem harten Oberbau und einem weichen Unterbau bestehen, weisen nach den im vorhergehenden Kapitel 6.4.3 vorgestellten theoretischen Ansätzen grundsätzlich ein negatives Förderverhalten auf. Zur Prüfung der Ansätze und zur Visualisierung der im Druckspalt entstandenen Deformationen eines negativ fördernden mehrschichtigen Zylinderbezugs wird eine harte Flexodruckplatte mit einem weichen Klischeeklebeband zusammengefügt (Abb. 6.30) und mithilfe der Methode der digitalen Bildkorrelation (Kapitel 5.1.4, Seite 75) und mit der Nutzung der Einpressvorrichtung (Kapitel 4.1.2, Seite 51) bei einer steigenden rund-rund-Deformation untersucht (Vgl. Abb. 6.31 und 6.31).

Mit der Methode zur Ermittlung der Deformationen der Einzelschichten (Kapitel 5.1.3, Seite 74) wird die Radialdeformation der Aufbauschichten ermittelt, woraus hervorgeht, dass die Flexodruckplatte in Druckspaltmitte um 6,9% und das Klischeeklebeband um 40,6% zusammengedrückt wird. Durch die visuelle Betrachtung der gewonnenen Verschiebungstrajektorien (gelbe Striche in der Abb. 6.31) der Suchfenstermittelpunkte (gelbe Punkte in der Abb. 6.30) wird festgestellt, dass die inkompressible Reliefschicht der Flexodruckplatte bei steigender Beistellung in den Druckspalt hineingedrängt wird, aufgrund dessen erfährt die Flexodruckplatte eine reversible Tangentialstauchung und fördert demzufolge negativ.

6.4.5 Experimentelle Überprüfung der theoretischen Ansätze

Die in Kapitel 6.4.3 vorgestellten theoretischen Ansätze des negativen Förderverhaltens und die Einflüsse der in Kapitel 6.4.4 visuell dargestellten Deformationen des Zylinderbezuges auf das Förderverhalten werden in Abrollversuchen sowohl am Abrolldemonstrator (AD) als auch am Abrollprüfstand (APS)

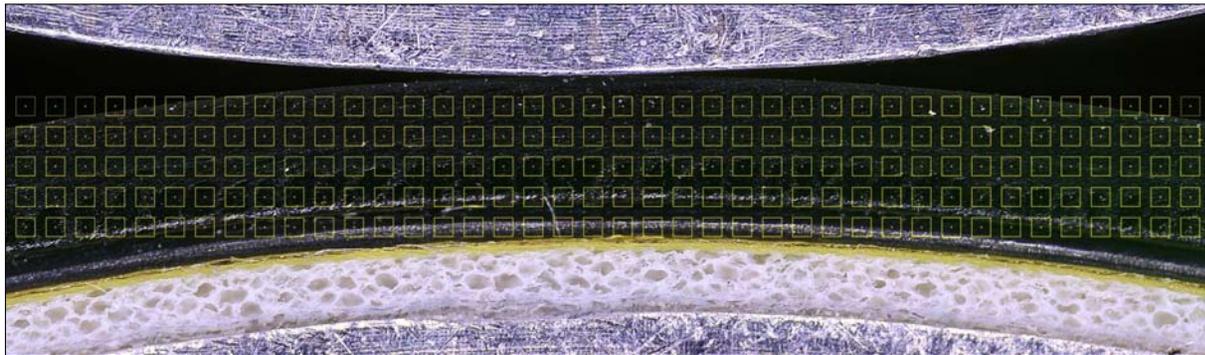


Abbildung 6.30: Mikroaufnahme einer negativ fördernden Flexodruckplatte (undeformiert)

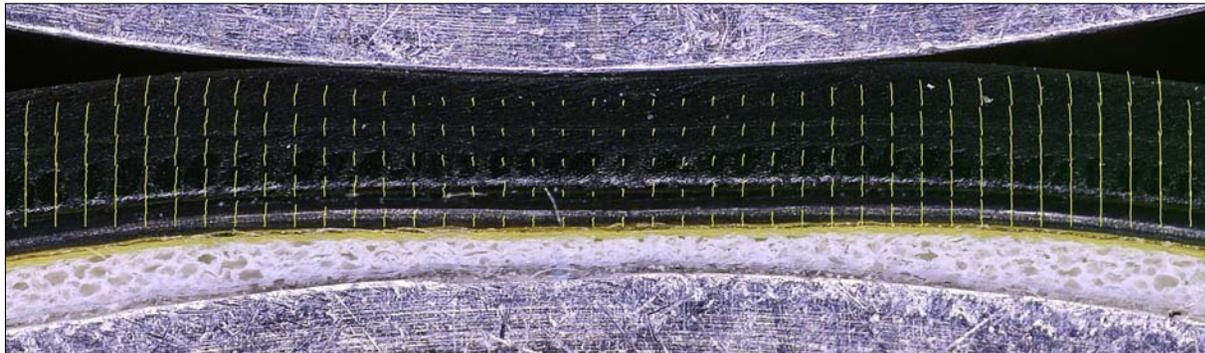


Abbildung 6.31: Mikroaufnahme einer negativ fördernden Flexodruckplatte (deformiert)

überprüft. Dabei werden die Fördereigenschaften von der im vorhergehenden Kapitel untersuchten Flexodruckplatte mit dem gleichen Klischeeklebeband ermittelt, und in Messungen wird festgestellt (Abb. 6.32), dass dieser Zylinderbezug an beiden Abrollprüfständen ein negatives Förderverhalten aufweist.

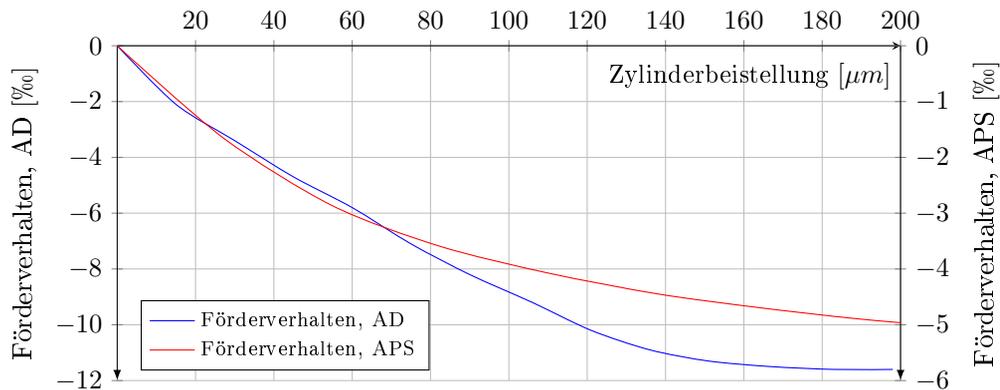


Abbildung 6.32: Fördereigenschaften einer Flexodruckplatte am Abrolldemonstrator (AD) und Abrollprüfstand (APS) zur Prüfung der theoretischen Ansätze des negativen Förderverhaltens

Nach den theoretischen Ansätzen und visuell dargestellten Deformationen beruht das negative Förderverhalten des untersuchten Zylinderbezuges auf der reversiblen Tangentialstauchung der Zylinderbezugsoberfläche im Druckspalt, die infolge der durch die Beistellung erzeugten lokalen Abplattung und der durch die Nachgiebigkeit des Klischeeklebebandes ermöglichten Durchbiegung der Flexodruckplatte entsteht.

6.5 Einflüsse auf das Förderverhalten

Die vorgestellten theoretischen Ansätze und die durchgeführten experimentellen Überprüfungen werden erweitert, indem die für das Förderverhalten maßgebenden und für die praktische Anwendung bedeuten-

den Einflüsse hervorgehoben und zusätzlich ermittelt werden. Neben den Einflüssen der Materialeigenschaften der Einzelschichten der Zylinderbezüge werden die Auswirkungen der externen Einflussfaktoren untersucht, die in der Praxis vorkommen und das Förderverhalten in gewissem Maße beeinflussen. Jeder der abgehandelten Einflüsse wird zuerst theoretisch eingeleitet und die Zusammenhänge werden anschließend in Abrollversuchen experimentell überprüft, die mit verschiedenen Flexodruckplatten und Klischeeklebebändern durchgeführt werden, wobei der Schwerpunkt nicht auf der Gewinnung von systematischen Messergebnissen, sondern auf der experimentellen Prinzipienermittlung zur Erkenntnisgewinnung liegt.

6.5.1 Einfluss der Federkonstanten

Bei mehrschichtigen Zylinderaufzügen werden die Unterschichten meistens eingesetzt, um einen Teil der Radialdeformation im Druckspalt aufzunehmen und dadurch die Deformationen der Oberschicht zu reduzieren. Durch die Unterschicht wird die Zylinderbeistellung s auf die Aufbauschichten verteilt $s = -(\Delta h_{ob} + \Delta h_{ub})$ und die Verteilung hängt von den Federkonstanten der Einzelschichten D_{ob} und D_{ub} ab. In Radialrichtung werden mehrschichtige Zylinderbezüge als ein Federsystem in Reihenschaltung mit der Ersatzfederkonstante $D = \frac{D_{ob}D_{ub}}{D_{ob}+D_{ub}}$ modelliert. Nach dem Hooke'schen Gesetz $F = D\Delta h$ wird daraus der Zusammenhang der Radialdeformation der Oberschicht $\Delta h_{ob} = -s \frac{D_{ub}}{D_{ob}+D_{ub}}$ abgeleitet (Gl. 6.1, Seite 94). Eine Höhenabnahme der Oberschicht Δh_{ob} bewirkt eine Längenzunahme Δl_{ob} , sodass das Förderverhalten mit zunehmendem Verhältnis der Federkonstanten $\frac{D_{ub}}{D_{ob}}$ positiver wird.

Um den Einfluss der Federkonstanten auf die Deformationsverteilung prinzipiell zu zeigen und die im Druckspalt entstandenen Materialströmungen im Zylinderbezugsüberbau zu visualisieren (Abb. 6.33), werden zwei Flexodruckplatten (FP) mit zwei Klischeeklebebändern (KB) ähnlicher Stärken $h_{FP,1} \approx h_{FP,2}$ bzw. $h_{KB,1} \approx h_{KB,2}$ und unterschiedlicher Federkonstanten $D_{FP,1} < D_{FP,2}$ bzw. $D_{KB,1} > D_{KB,2}$ mit Hilfe der Methode der digitalen Bildkorrelation (Kapitel 5.1.4, Seite 75) und der Einpressvorrichtung (Kapitel 4.1.2, Seite 51) bei einer steigenden rund-rund-Deformation untersucht. Da die Deformationen im statischen Druckspalt $\omega = 0$ um die Druckspaltmitte symmetrisch verteilt sind, werden die Druckspalthälften ausgewertet und die Auswertungsergebnisse zur visuellen Analyse nebeneinandergestellt. Aus den ermittelten Materialbewegungen (gelbe Verschiebungstrajektorien in der Abb. 6.33c und 6.33d) geht hervor, dass die weiche Flexodruckplatte mit dem harten Klischeeklebeband durch Beistellung eine Tangentialdehnung $\Delta l_{FP,1} > 0$ im Druckspalt erfährt (Abb. 6.33c) sowie dass in der harten Flexodruckplatte mit dem weichen Klischeeklebeband (Abb. 6.33d) eine Tangentialstauchung $\Delta l_{FP,2} < 0$ stattfindet.

Ausgehend von den ähnlichen Anfangsstärken der Einzelschichten im undeformierten Zustand (Abb. 6.33a und 6.33b), weisen sowohl die Flexodruckplatten als auch die Klischeeklebebänder im deformierten Zustand (Abb. 6.33c und 6.33d) bei gleicher Beistellung unterschiedliche Endstärken auf, die vom Verhältnis der Federkonstanten $\frac{D_{KB}}{D_{FP}}$ abhängen. Mithilfe der Methode zur Ermittlung der Schichtstärken (Kapitel 5.1.2, Seite 73) und der darauf beruhenden Methode zur Ermittlung der Deformationen der Einzelschichten (Kapitel 5.1.3, Seite 74) wird die Deformationsverteilung auf die Aufbauschichten definiert. Aus den Ermittlungen geht hervor, dass die Zylinderbezüge um 16,5% zusammengedrückt werden, wobei 71% der Gesamtdeformation (Beistellung) in der weichen Flexodruckplatte bzw. 29% im harten Klischeeklebeband sowie 22% in der harten Flexodruckplatte bzw. 78% im weichen Klischeeklebeband stattfindet.

Um die Auswirkung der Deformationsverteilung und der Materialströmung auf die Fördereigenschaften zu überprüfen, werden die zwei Flexodruckplatten am Abrolldemonstrator untersucht. Aus den Messer-

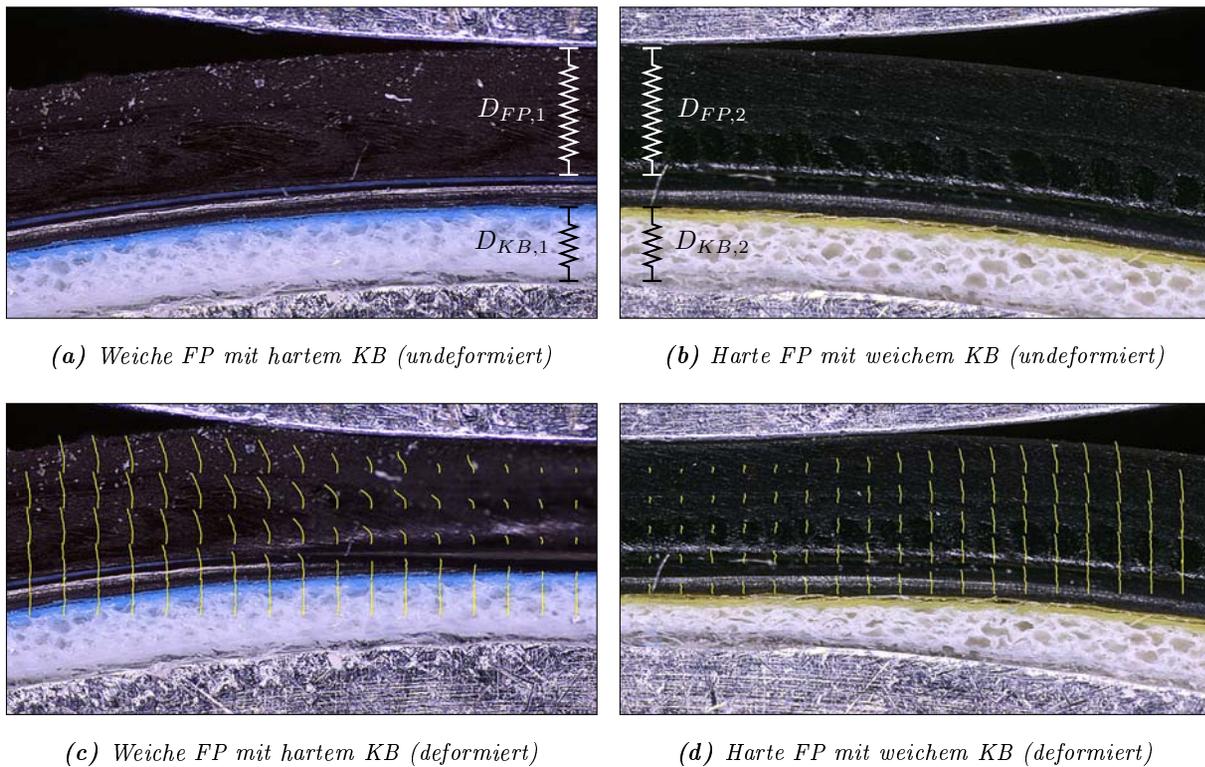


Abbildung 6.33: Visualisierung der Deformationen von Flexodruckplatten und Klischeeklebebändern zur Ermittlung der Deformationsverteilung und der Materialströmungen im Druckspalt

gebnissen (Abb. 6.34) geht hervor, dass die weiche Flexodruckplatte mit dem harten Klischeeklebeband ein positives $\beta_{FP,1} > 0$ und die harte Flexodruckplatte mit dem weichen Klischeeklebeband ein negatives $\beta_{FP,2} < 0$ Förderverhalten aufweist. Das Verhältnis der Fördereigenschaften der Flexodruckplatten $\beta_{FP,1} > \beta_{FP,2}$ entspricht dem Zusammenhang $\frac{D_{KB,1}}{D_{FP,1}} > \frac{D_{KB,2}}{D_{FP,2}}$ und stimmt mit den ermittelten Tangentialdehnungen der Flexodruckplatten in Bezug auf die Vorzeichen überein (vgl. Abb. 6.33c und 6.33d).

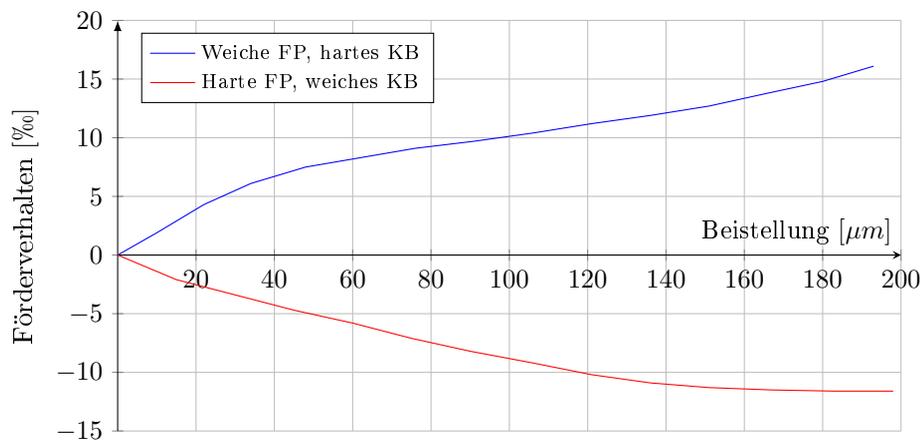


Abbildung 6.34: Fördereigenschaften von zwei verschiedenen Flexodruckplatten mit unterschiedlichen Klischeeklebebändern zur Ermittlung des Einflusses der Federkonstanten auf das Förderverhalten

Der Einfluss des Verhältnisses der Federkonstanten auf das Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderbezügen wird systematisch ermittelt, indem das Förderverhalten von zwei weiteren Flexodruckplatten (FP01 und FP04, Tabelle 7.1, Seite 128) mit vier Klischeeklebebändern (Tabelle 7.3, Seite 129) unterschiedlicher Federkonstanten am Abrollprüfstand gemessen wird. Um den Einfluss sowohl bei positiv als

auch bei negativ fördernden Zylinderbezügen zu untersuchen, werden die Flexodruckplatten so gewählt, dass eine Platte (FP04) mit jedem Klischeeklebeband positiv und die andere Platte (FP01) negativ fördert. Aus den Messergebnissen (Abb. 6.35) geht hervor, dass das Förderverhalten eines Zylinderbezuges bei steigender Zylinderbeistellung sowohl positiv als auch negativ sein kann sowie dass es mit zunehmendem Verhältnis $\frac{D_{ob}}{D_{ub}}$ und dadurch zunehmender Deformation der Oberschicht immer positiver wird.

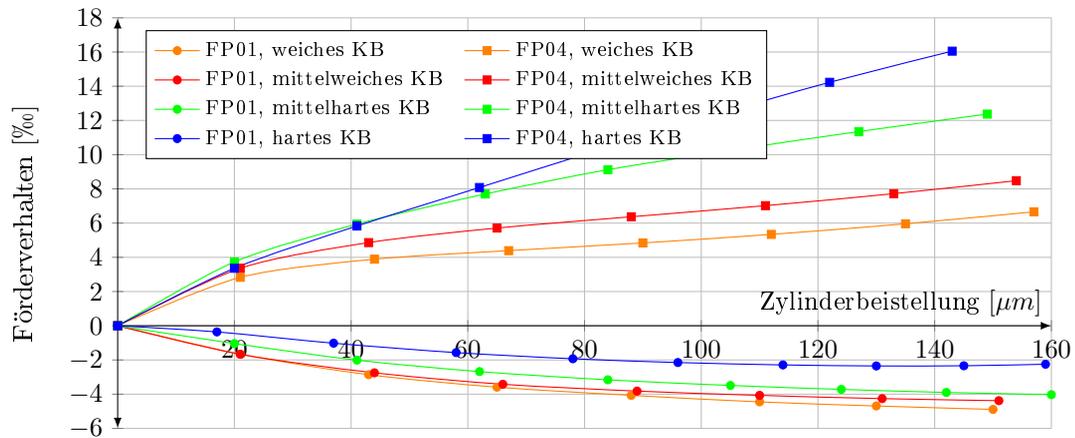


Abbildung 6.35: Förderverhalten von zwei inkompressiblen Fotopolymerplatten mit vier verschiedenen Klischeeklebebändern unterschiedlicher Federkonstanten

Dass die Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderbezügen, die eine dehnfeste Zwischenschicht enthalten, viel mehr von der Verteilung der Radialdeformation auf die Aufbauschichten als von der Kompressibilität der Unterschicht abhängen, wird gezeigt, indem die Fördereigenschaften von Zylinderbezügen, die aus aufeinandergeklebten inkompressiblen Aufbauschichten mit verschiedenen elastischen Eigenschaften bestehen, ermittelt werden. Für die Oberschicht wird die Flexodruckplatte FP01 verwendet (Tabelle 7.1, Seite 128) und die Unterschichten werden aus vier verschiedenen unbelichteten Photopolymerplatten gebildet, die infolge der geringen Härte und des großen Kriechens für eine Shore-A-Härtemessung ungeeignet sind, sodass sie als weich, mittelweich, mittelhart und hart qualifiziert werden.

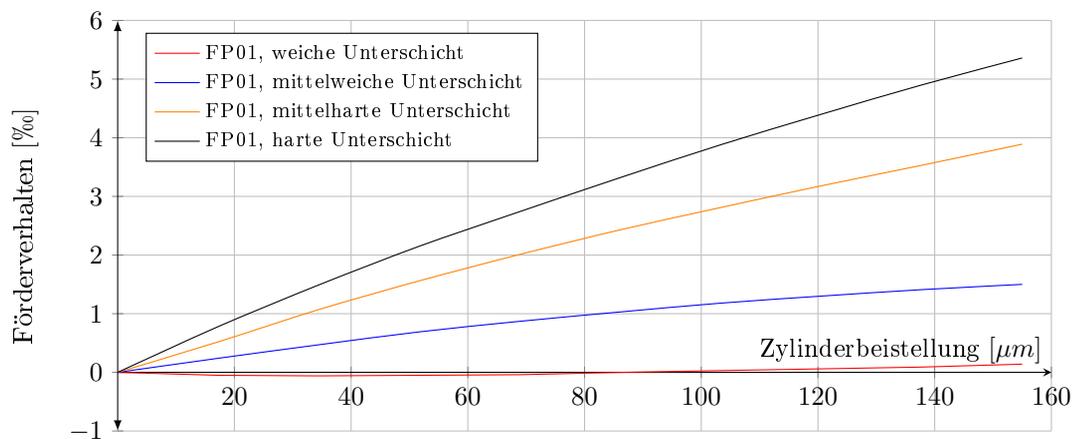


Abbildung 6.36: Fördereigenschaften von einer inkompressiblen Flexodruckplatte mit vier inkompressiblen Unterlagen verschiedener Federkonstanten

Aus den gewonnenen Messergebnissen (Abb. 6.36) geht hervor, dass das Förderverhalten mit steigender Federkonstante der Unterschicht positiver wird, sowie dass es trotz der inkompressiblen Aufbauschichten bei mehrschichtigen Zylinderbezügen, die eine dehnfeste Zwischenschicht enthalten, negativ sein kann, wenn das Verhältnis der Federkonstante der Oberschicht zur Federkonstante der Unterschicht ausreichend

groß ist. Mangels weicherer Unterschichten und härterer Oberschichten wird ein Zylinderbezug mit einem ausgeprägten negativen Förderverhalten im ganzen Beistellungsbereich nicht gebildet.

Um den Einfluss der Schichtstärke auf die Federkonstante allgemein zu untersuchen, werden mehrere Fotopolymerschichten in der Einzelstärke von $2,5\text{mm}$ und im Maß $50 \times 50\text{mm}$ aufeinander gelegt und die Federkonstante wird bei der Auslenkung von $\Delta h = 500\mu\text{m}$ ermittelt. Mit steigender Gesamthöhe h_0 der Gummischichten nähert sich die Federkonstante asymptotisch einem Minimum $D = 4,5h_0^{-1,6} \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$.

6.5.2 Einfluss der Kompressibilität

Die Längenänderung einer Zylinderbezugsfläche Δl infolge der Beistellung (Höhenänderung) im Druckspalt $s = -\Delta h$ hängt von der kompressiblen Eigenschaft des Zylinderbezuges ab, die mit der Poissonzahl ν definiert wird. Mit abnehmender Kompressibilität ($\nu = 0 \rightarrow 0,5$) weichen die Aufbauschichten bei einer Radialdeformation Δh mehr seitlich aus und weisen eine größere Tangentialdehnung Δl auf, sodass mit sinkender Kompressibilität das Förderverhalten des Zylinderbezuges grundsätzlich steigt (Gl. 6.5, Seite 94). Nach dem Volumenerhaltungsgesetz $\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta l}{l}(1 - 2\nu)$ und aus dem geometrischen Zusammenhang $\frac{h}{h+\Delta h} = \frac{l+\Delta l}{l}$ wird der Zusammenhang der Tangentialdehnung Δl und der Radialstauchung Δh unter Berücksichtigung der Kompressibilität ν mit der folgenden Gleichung beschrieben: $\Delta l = -l \frac{\Delta h}{h+\Delta h} 2\nu$.

Um den Einfluss der Kompressibilität auf das Förderverhalten zu zeigen, werden die Fördereigenschaften einer Vollgummischicht ($\nu \lesssim 0,5$) und einer Schaumstoffschicht ($\nu \gtrsim 0$) am Abrolldemonstrator untersucht. Aus den Messergebnissen (Abb. 6.37) geht hervor, dass die Vollgummischicht ein positives und die Schaumstoffschicht ein negatives Förderverhalten im untersuchten Beistellungsbereich aufweist.

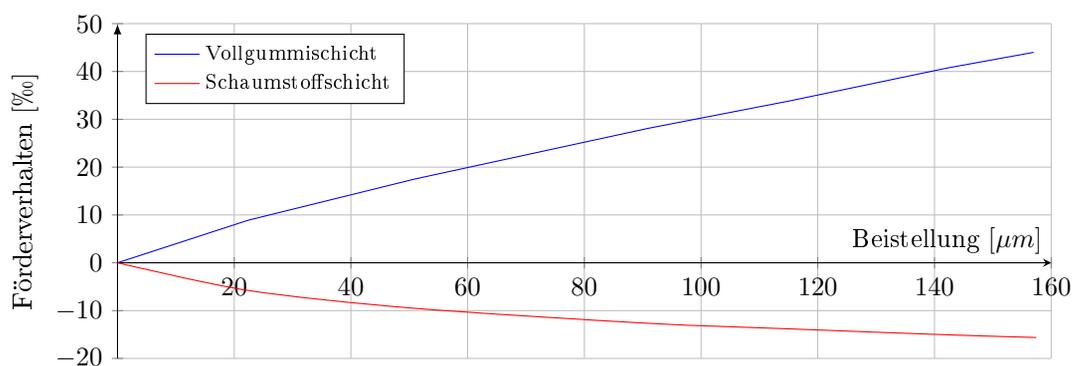


Abbildung 6.37: Fördereigenschaften einer Vollgummi- und einer Schaumstoffschicht

Der Einfluss der Kompressibilität wird zusätzlich ermittelt, indem die Fördereigenschaften von einer inkompressiblen und einer kompressiblen Flexodruckplatte mit gleichen elastomechanischen Eigenschaften am Abrollprüfstand untersucht werden. Die untersuchten Zylinderbezüge weisen gleiche Plattenstärke von $1,70\text{mm}$ und gleiche Plattenhärte von 65 Shore-A auf, wobei die kompressible Flexodruckplatte eine integrierte Luftpolsterschicht enthält, die ihr bestimmte kompressible Eigenschaften verleiht.

Aus den Messergebnissen (Abb. 6.38) geht hervor, dass beide Zylinderbezüge positive Fördereigenschaften aufweisen sowie dass das Förderverhalten mit steigender Kompressibilität abnimmt. Die integrierte Luftpolsterschicht erfährt größere Radialdeformation als die Deckschicht und weicht weniger als Vollgummi aus, infolgedessen sinkt die Tangentialdehnung der Deckschichtoberfläche im Kontaktbereich.

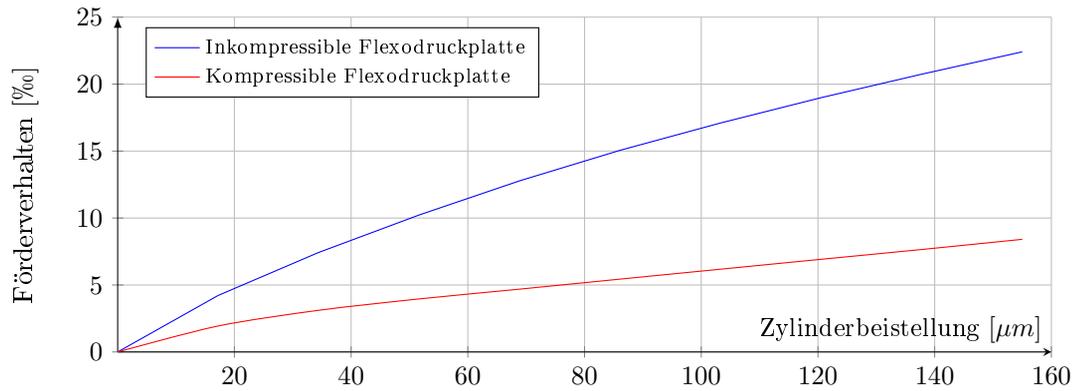


Abbildung 6.38: Fördereigenschaften einer inkompressiblen und einer kompressiblen Flexodruckplatte ohne Doppelklebeband

6.5.3 Einfluss der Reibungskraft

Durch bikonkave Druckspaltgeometrie werden die Zylinderbezüge im Druckspalt einer glockenförmigen Radialdeformation ausgesetzt, die eine Längenänderung der Zylinderbezugsoberfläche bewirkt und eine Schubspannung der Berührungsflächen hervorruft. In der Haftzone sind Relativbewegungen der berührenden Zylinderoberflächen ausgeschlossen, sodass die Längenänderung der Zylinderbezugsoberfläche im Gleitbereich der Ein- und Auslaufzone stattfindet. Nach dem zweiten Amontonschen Gesetz ist im Gleitbereich $F_T > \mu F_N$ die infolge der Scherspannung entstandene Tangentialkraft F_T größer als das Produkt der infolge der Zylinderbeistellung erzeugten Radialkraft F_N und der Haftreibungszahl μ_H der Berührungsflächen. Daraus geht hervor, dass bei abnehmender Reibungszahl oder zunehmender Tangentialkraft der Gleitbereich größer wird, sodass die Längenänderung der Zylinderbezugsoberfläche steigt.

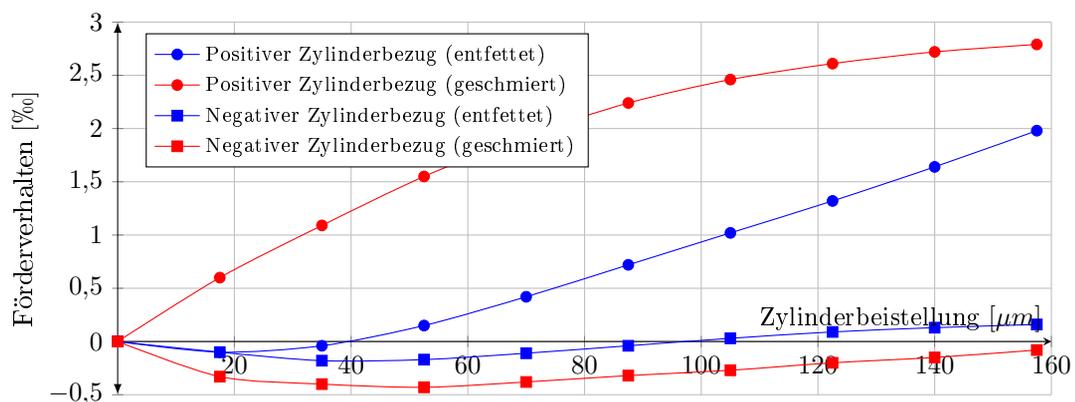


Abbildung 6.39: Förderverhalten von einem positiven und einem negativen Zylinderbezug mit entfetteter und mit einer Seifenlösung geschmierter Zylinderbezugsfläche

Um den Einfluss der Reibungszahl der Zylinderbezugsfläche und eines Schmiermittels auf das Förderverhalten zu ermitteln, werden experimentelle Abrollversuche mit zwei unterschiedlichen Zylinderaufzügen am Abrollprüfstand durchgeführt. Die gewählten Zylinderbezüge weisen verschiedene Fördereigenschaften auf, sodass der Einfluss des Reibungswiderstands der Zylinderoberflächen sowohl auf positiv als auch auf negativ fördernden Zylinderaufzügen gezeigt werden kann. Mit dem Ziel, den Einfluss der Reibungszahl zu qualifizieren, werden die Abrollversuche zuerst mit entfetteten und dann mit durch Seifenlösung geschmierten Zylinderbezügen durchgeführt. Aus den Messergebnissen (Abb. 6.39) geht hervor, dass das Förderverhalten von beiden Zylinderbezügen bei abnehmender Reibungszahl verstärkt wird.

6.5.4 Einfluss der Zylinderbezugsstärke

Das Zusammensetzen von mehrschichtigen Zylinderbezügen hängt von den Materialeigenschaften der Aufbauschichten ab, sodass verschiedene Zylinderbezüge gleicher Nennstärke im Betrieb unterschiedliche Stärken aufweisen. Ein bezogener Zylinder besteht aus einem Zylinderkern des Radius r_{zk} und einem Zylinderbezug der Stärke d , die zusammen den Zylinderradius $r_{gz} = r_{zk} + d$ bilden. Unter der Annahme, dass bei Nullstellung $s = 0$ keine Radialdeformation des Zylinderbezuges im Druckspalt stattfindet, bleibt das Förderverhalten des Zylinderaufzuges neutral $\beta_s = 0$ und das Zylinderdrehverhältnis $i_{gs} = \frac{r_{gz}}{r_{sz}} = \frac{\omega_{sz}}{\omega_{gz}}$ hängt von den Zylinderradien ab, wobei r_{sz} den Radius des Gegendruckzylinders darstellt. Bei unterschiedlichen Zylinderradien $r_{gz} \neq r_{sz} \Rightarrow i_{gs} \neq 1$ entsteht auch bei Nullstellung ($s = 0 \Rightarrow \beta_s = 0$) eine relative Drehzahldifferenz $\beta_g = \frac{\omega_{sz,0} - \omega_{gz,0}}{\omega_{gz,0}}$, die konstant und von der Beistellung unabhängig ist. Infolge der Zylinderbeistellung ($s > 0 \Rightarrow \beta_s \neq 0$) weist der Zylinderbezug ein Förderverhalten β_s auf, das von der Beistellung abhängt und eine zusätzliche Drehzahldifferenz bewirkt. Die gesamte Drehzahlabweichung $\beta_a = \beta_g + \beta_s$ der Zylinderpartner setzt sich demnach aus der Drehzahldifferenz infolge der unterschiedlichen Zylinderradien β_g und der Drehzahldifferenz infolge des Förderverhaltens vom Zylinderbezug β zusammen, woraus das Drehverhältnis der Zylinder hervorgeht $i_{gs} = 1 + \beta_g + \beta_s$.

Bei der Untersuchung der Fördereigenschaften von Zylinderbezügen β_s wird das Zylinderdrehverhältnis $i_{gs} = \frac{\omega_{sz}}{\omega_{gz}}$ bei stufenweise steigender Zylinderbeistellung gemessen. Aus der ermittelten Drehzahldifferenz $\beta_a = i_{gs} - 1$ bei jeder Beistellungsstufe ($s > 0$) und der bei der Nullstellung ($s = 0$) ermittelten Drehzahlabweichung β_g wird das Förderverhalten des Zylinderbezuges $\beta_s = \beta_a - \beta_g$ errechnet. Zur Visualisierung der Vorgehensweise werden Messergebnisse der Fördereigenschaften von zwei Flexodruckplatten mit Klichscheeklebebändern dargestellt (Abb. 6.40). Während die Flexodruckplatte FP02 bei der Nullstellung eine Drehzahlabweichung von $\beta_g = 5,3\%$ aufweist, erreicht die Flexodruckplatte FP03 bei der Nullstellung eine Drehzahlabweichung von $\beta_g = 18,2\%$. Daraus geht hervor, dass der Zylinderradius des bezogenen Zylinders mit der FP02 um $5,3\%$ und mit der FP03 um $18,2\%$ den Radius des Gegendruckzylinders übersteigt. Mit fortschreitender Zylinderbeistellung nimmt das Förderverhalten der Flexodruckplatte FP02 $\beta_s < 0$ ab und das Förderverhalten der Flexodruckplatte FP03 $\beta_s > 0$ nimmt zu.

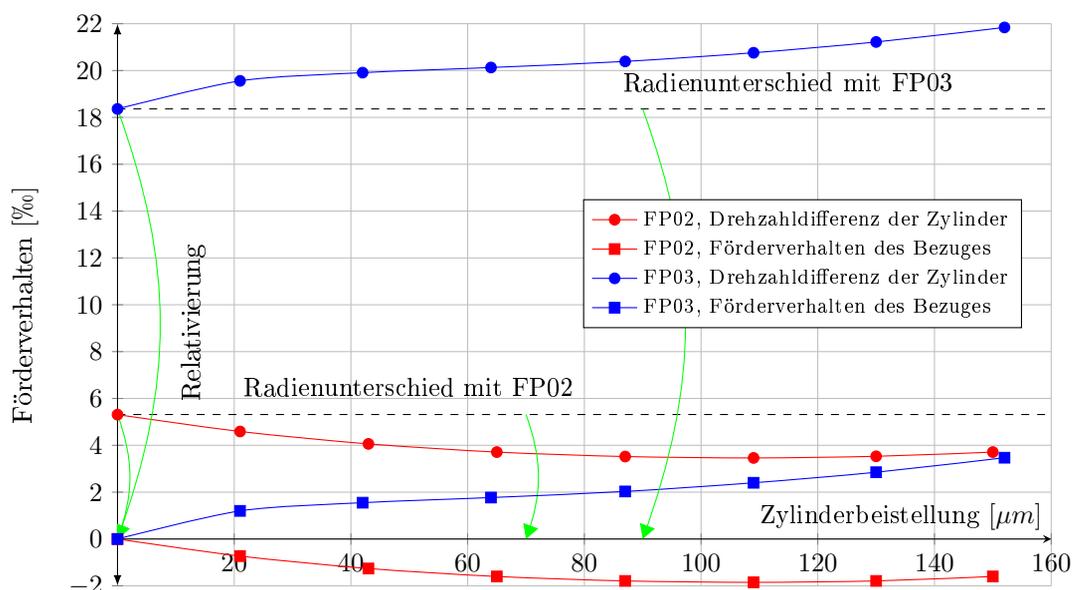


Abbildung 6.40: Relativierung der absoluten Fördereigenschaften von bezogenen Zylindern am Beispiel zweier Fotopolymerplatten mit unterschiedlichen Plattenstärken

Diese Auswertungsweise ändert die relativen Werte der Förderkennlinie nicht, sondern verschiebt sie entlang der y-Achse zum Achsanfang (Relativierung) und eliminiert das geometrische, infolge der verschiedenen Zylinderbezugsstärken und unterschiedlichen Zylinderradien entstandene Förderverhalten $\beta_g = 0$ bei der Datenauswertung. Eine Messung der Zylinderbezugsstärke d wird nicht durchgeführt und ist für die Ermittlung des Förderverhaltens von Zylinderbezügen β_s bei dieser Herangehensweise irrelevant.

6.5.5 Einfluss des Drehmomentes

Ein zusätzliches Antriebs- oder Bremsmoment eines Zylinderpartners ruft Tangentialspannungen im Zylinderbezug hervor, die eine zusätzliche Tangentialdeformation des Zylinderbezuges um den Druckspalt bewirken und somit das Förderverhalten beeinflussen. Der Einfluss eines zusätzlichen Drehmomentes auf das Förderverhalten des Zylinderbezuges wird in experimentellen Abrollversuchen untersucht, bei denen das Förderverhalten einer Flexodruckplatte abhängig von einem zusätzlichen Drehwiderstandsmoment ermittelt wird. Da die Flexodruckplatten sowohl am antreibenden Zylinderkern als auch am angetriebenen Gegendruckzylinder montiert werden können, wird durch ein Bremsmoment des antriebslosen Gegendruckzylinders ein zusätzliches Antriebs- oder Bremsmoment des bezogenen Zylinders simuliert.

Dabei wird der Gegendruckzylinder mit einem 20mm breiten Drucktuchband so umschlungen, dass die Deckschicht mit der Stahlzylinderoberfläche unmittelbar in Kontakt kommt. An einer Seite wird das Drucktuchband am Prüfstandgestell befestigt, an der anderen Seite werden Gewichte angehängt. Umgerechnet weisen die verwendeten Gewichte Zugkräfte von $4,90\text{N}$, $9,81\text{N}$, $14,71\text{N}$ und $19,62\text{N}$ auf, aber das zusätzliche Bremsmoment wird aus der Steigung des gemessenen Antriebsmomentes relativ zum Antriebsmoment beim ungebremsten Stahlzylinder abgeleitet. Die größte Bremskraft wird bei der geringsten Drehfrequenz von 1Hz erreicht, sodass der Effekt bei dieser Drehgeschwindigkeit gezeigt wird. Der Einfluss des zusätzlichen Antriebs- oder Bremsmomentes auf das Förderverhalten des Zylinderbezuges hängt von seinen elastischen Eigenschaften ab, sodass die ermittelten Messwerte nur Tendenzen zeigen.

6.5.5.1 Einfluss des Antriebsmomentes

Ein zunehmendes Antriebsmoment des bezogenen Zylinders ruft zusätzliche Tangentialspannungen im Zylinderbezug hervor, die in der Einlaufzone negativ und in der Auslaufzone positiv sind. Dadurch werden tangentiale Druckkräfte F_T in der Einlaufzone erzeugt, die eine von der Federkonstante in Tangentialrichtung D_T abhängige Stauchung des Zylinderbezuges $\Delta l = \frac{F_T}{D_T} < 0$ hervorrufen und eine relative Abnahme $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l}$ der Zylinderbezugsoberfläche bewirken. Der Zylinderbezug tritt mit der gestauchten Zylinderbezugsoberfläche in die Haftzone ein, infolgedessen findet eine Verringerung des geometrischen Umfangs des bezogenen Zylinders $U_e = U_g(1 + \varepsilon_l)$ statt, sodass das Förderverhalten negativer wird $\beta < 0$.

Um den Einfluss des Antriebsmomentes des bezogenen Zylinders auf das Förderverhalten eines Zylinderbezuges experimentell zu ermitteln, werden Abrollversuche mit einer Flexodruckplatte am Abrollprüfstand durchgeführt. Anstatt das Antriebsmoment des bezogenen Zylinders zu steigern, wird der antriebslose Gegendruckzylinder mit einem zusätzlichen Bremsmoment gebremst. Aus den Messergebnissen geht hervor (Abb. 6.41), dass das Förderverhalten des Zylinderbezuges beim zunehmenden Antriebsmoment des bezogenen Zylinders oder beim steigenden Bremsmoment des Gegendruckzylinder negativer wird.

Bei der Beistellung von $20\mu\text{m}$ bewirkt das Bremsmoment von $10,6\text{Nm}$ eine Änderung des Förderverhaltens von -13% und bei der Beistellung von $150\mu\text{m}$ erzeugt dieses Bremsmoment eine Förderverhaltensän-

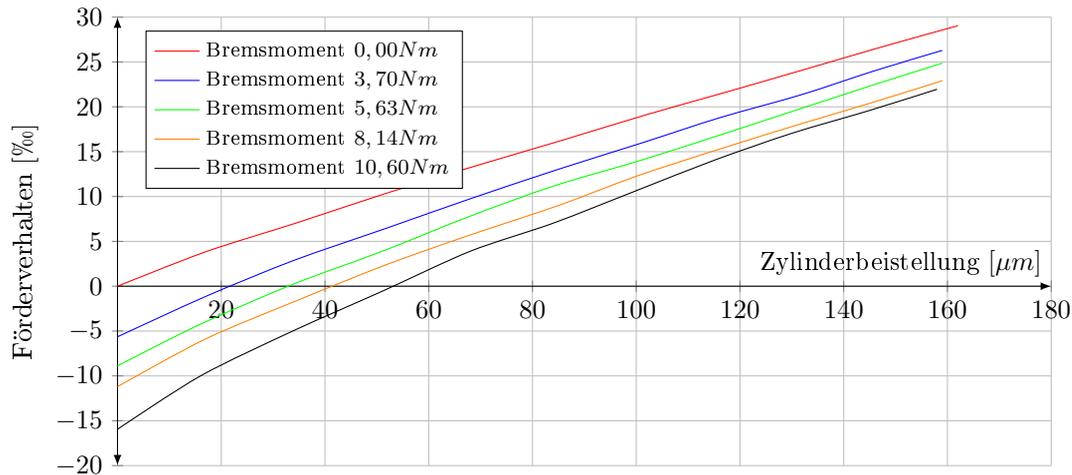


Abbildung 6.41: Förderverhalten einer Fotopolymerplatte am antreibenden Zylinder bei steigendem Bremsmoment des Gegendruckzylinder bei der Drehfrequenz von 1Hz

derung von -7% . Mit steigender Beistellung wird das benötigte Bremsmoment des Gegendruckzylinders oder das Antriebsmoment des bezogenen Zylinders größer, um die Fördereigenschaften dieses positiv fördernden Zylinderbezuges zu beeinflussen und die gekoppelten Zylinder winkelsynchron anzutreiben.

6.5.5.2 Einfluss des Bremsmomentes

Durch das Bremsmoment des bezogenen Zylinders entstehen zusätzliche Tangentialspannungen im Zylinderbezug, die in der Einlaufzone positiv und in der Auslaufzone negativ sind. In der Einlaufzone werden dadurch tangentielle Zugkräfte F_T im Zylinderbezug hervorgerufen, die abhängig von der Federkonstante in Laufrichtung D_T eine Längsdehnung des Zylinderbezuges $\Delta l = \frac{F_T}{D_T} > 0$ erzeugen, sodass eine relative Längenzunahme $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l}$ der Bezugsoberfläche stattfindet. Der Zylinderbezug gelingt in der Haftzone mit der gedehnten Zylinderbezugsfläche, infolgedessen entsteht eine Vergrößerung des geometrischen Umfangs des bezogenen Zylinders $U_e = U_g(1 + \varepsilon_l)$ und das Förderverhalten wird positiver $\beta < 0$.

Der Einfluss des Bremsmomentes des bezogenen Zylinders auf das Förderverhalten eines Zylinderbezuges wird in experimentellen Abrollversuchen am Abrollprüfstand ermittelt. Anstatt den antreibenden Zylinder mit dem Zylinderbezug zu versehen, wird der antriebslose Zylinder mit einer Flexodruckplatte bezogen und mit unterschiedlichen Bremsmomenten belastet. Wie aus den Messergebnissen hervorgeht (Abb. 6.42), wird das Förderverhalten des Zylinderbezuges mit einem zunehmendem Antriebsmoment des antreibenden Gegendruckzylinders oder steigendem Bremsmoment des bezogenen Zylinders positiver.

Bei der Zylinderbeistellung von $20\mu\text{m}$ erzeugt ein Bremsmoment von $12,32\text{Nm}$ eine Änderung des Förderverhaltens von 18% und bei der Beistellung von $150\mu\text{m}$ bewirkt dieses Bremsmoment eine Förderverhaltensänderung von 9% . Das benötigte Bremsmoment des bezogenen Zylinders oder des Antriebsmomentes des Stahlzylinders, um die Fördereigenschaften dieses positiv fördernden Zylinderbezuges zu beeinflussen und das Zylinderpaar winkelsynchron anzutreiben, wird mit steigender Beistellung größer.

6.5.6 Einfluss der Drehgeschwindigkeit

Das Förderverhalten mehrschichtiger Zylinderbezüge hängt von der Verteilung der im Druckspalt auftretenden Radialdeformation auf die einzelnen Aufbauschichten ab. Nach dem Kelvin-Voigt-Modell $\varepsilon =$

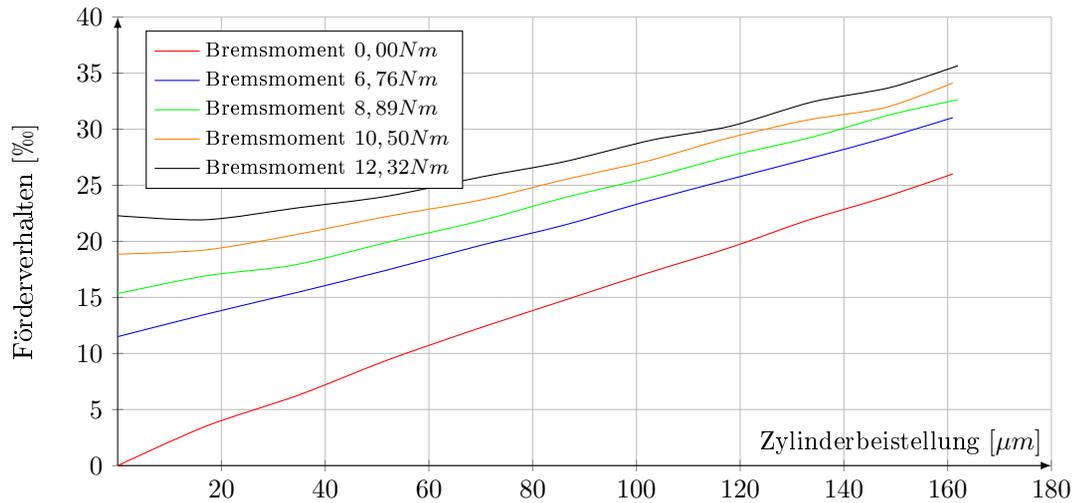


Abbildung 6.42: Förderverhalten einer Fotopolymerplatte am antriebslosen Zylinder bei steigendem Bremsmoment des bezogenen Zylinders bei der Drehfrequenz von 1 Hz

$\frac{\sigma}{E} \left(1 - e^{-\frac{E}{\eta}t}\right)$, nimmt die Deformation ε eines viskoelastischen Körpers bei steigender Deformationszeit t oder sinkender Viskosität η zu. Da die mehrschichtigen Zylinderbezüge in Höhenrichtung als Federsysteme in Reihenschaltung modelliert werden, nimmt sowohl die radiale als auch die daraus resultierende tangentielle Deformation des Oberbaus mit zunehmendem Verhältnis $\frac{\eta_{ub}}{\eta_{ob}}$ der Viskosität des Ober- η_{ob} und des Unterbaus η_{ub} zu, aufgrund dessen steigt das Förderverhalten des Zylinderbezuges.

Um den Einfluss der Drehfrequenz auf das Förderverhalten von Zylinderbezügen zu untersuchen, werden die Fördereigenschaften bei verschiedenen Drehfrequenzen (von 1 Hz bis 9 Hz) am Abrollprüfstand ermittelt. Eine systematische Abhängigkeit des Förderverhaltens von der Drehfrequenz des Zylinders wird bei meisten Zylinderbezügen nicht festgestellt und die aufgezeichneten Abweichungen der Fördereigenschaften bei verschiedenen Drehgeschwindigkeiten (Abb. 6.43) sind auf die Messunsicherheit zurückzuführen.

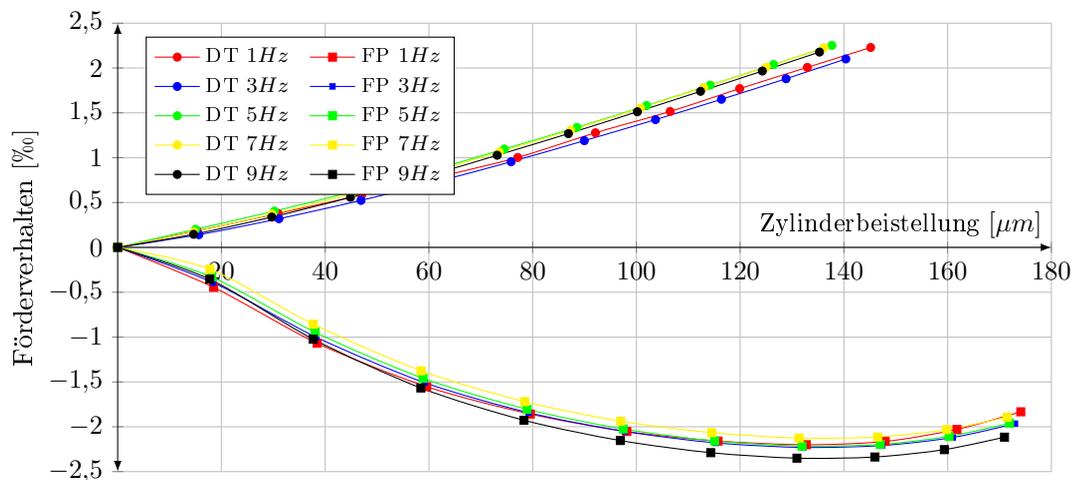


Abbildung 6.43: Fördereigenschaften eines Drucktuches (DT) und einer Flexodruckplatte (FP) bei verschiedenen Zylinderdrehfrequenzen

Mangels adäquater Zylinderbezüge, die aus Aufbauschichten mit verschiedenen viskosen Eigenschaften bestehen, wird der Einfluss der Drehgeschwindigkeit der Zylinder und der Viskosität der Einzelschichten auf das Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderbezügen nicht systematisch untersucht.

Kapitel 7

Förderverhalten von Flexodruckplatten

Flexodruckplatten sind mehrschichtige Zylinderaufzüge, die Anwendung im Flexodruck finden. Im Flexodruckverfahren wird die Druckform auf dem druckformtragenden Zylinder aufgebaut, indem zuerst ein kompressibles Klischeeklebeband einseitig auf den Druckformzylinder geklebt und dann auf die freie Klebefläche eine inkompressible Fotopolymer- oder Gummidruckplatten passergenau fixiert wird. Abhängig vom Bedruckssubstrat werden unterschiedliche Flexodruckplatten und Klischeeklebebänder verschiedener Materialeigenschaften eingesetzt, die das Förderverhalten des Zylinderbezuges erheblich beeinflussen.

Im Druckspalt eines Flexodruckwerkes findet ein Walzvorgang statt. Dabei werden sowohl die Flexodruckplatte als auch das Klischeeklebeband zwischen dem Druckform- und dem Gegendruckzylinder bzw. dem Druckformzylinder und der Rasterwalze zusammengepresst. Sie erfahren eine lokale Höhenabnahme, die infolge der Volumenerhaltung eine reversible Längenzunahme der inkompressiblen Flexodruckform in Tangentialrichtung bewirkt. Die Verteilung der Gesamtdeformation auf die Aufbauschichten hängt vom Verhältnis der viskoelastischen Eigenschaften der Flexodruckplatte und des Klischeeklebebandes in Radialrichtung ab und bestimmt die Tangentialdehnung der Druckformoberfläche. Mit steigender Tangentialdehnung der Oberfläche der elastischen Flexodruckplatte im Kontaktbereich nimmt der effektive Umfang des Druckformzylinders zu und das Förderverhalten wird positiver.

Durch das Aufspannen der Flexodruckplatte um den Druckformzylinder wird die Reliefschicht konvex verformt. Während dadurch eine Tangentialdehnung der Plattenoberseite stattfindet, wird die Längenänderung der Plattenunterseite durch die dehnfeste Trägerfolie verhindert. Da die Flexodruckplatte auf dem Klischeeklebeband aufgeklebt wird, verhält sie sich ähnlich einem elastisch gebetteten Biegebalken, der im bikonkaven Druckspalt nicht nur zusammengepresst, sondern auch vom Druckform- zum Gegendruckzylinder angepasst wird und dadurch eine konkave Verformung erfährt. Durch den Krümmungswechsel findet eine reversible Tangentialstauchung der Plattenoberseite im Druckspalt statt, sodass das Förderverhalten der Flexodruckplatte negativer wird und der effektive Umfang des Druckformzylinders sinkt.

Das Förderverhalten einer Flexodruckplatte ergibt sich aus den infolge dieser zwei Effekte entstandenen reversiblen Dehnungen und Stauchungen der Flexodruckplattenoberseite im Druckspalt. In experimentellen Ermittlungen von GAJICIC [152] wird ein systematischer Zusammenhang des Förderverhaltens und der elastomechanischen Eigenschaften der Flexodruckplatten und der Klischeeklebebänder festgestellt.

7.1 Aufbau von Flexodruckplatten

Im klassischen Aufbau besteht der Zylinderbezug des Druckformzylinders im Flexodruck aus einer Flexodruckplatte und einem doppelseitig klebenden Klischeeklebeband, mithilfe dessen die Druckplatte auf den Zylinder lösbar befestigt wird (Abb. 7.1). Die Flexodruckplatten setzen sich aus einer elastischen Reliefschicht und einer dehnfesten Trägerfolie zusammen, die miteinander stoffschlüssig verbunden sind. Dadurch entsteht eine in Radialrichtung flexible und in Tangentialrichtung formstabile Druckform.

Die Reliefschichten werden aus Fotopolymer oder Gummi hergestellt, wobei die Gummidruckplatten, im Gegensatz zu den Fotopolymerplatten, eine integrierte Luftpolsterschicht enthalten können, die der Druckplatte eine Kompressibilität verleiht. Klischeeklebebänder sind kompressible Doppelklebebänder, die ein Teil der Radialdeformation im Druckspalt aufnehmen, wodurch die Deformation der Reliefschicht im Druckspalt verringert wird und Druckeigenschaften der Flexodruckplatte verbessert werden.

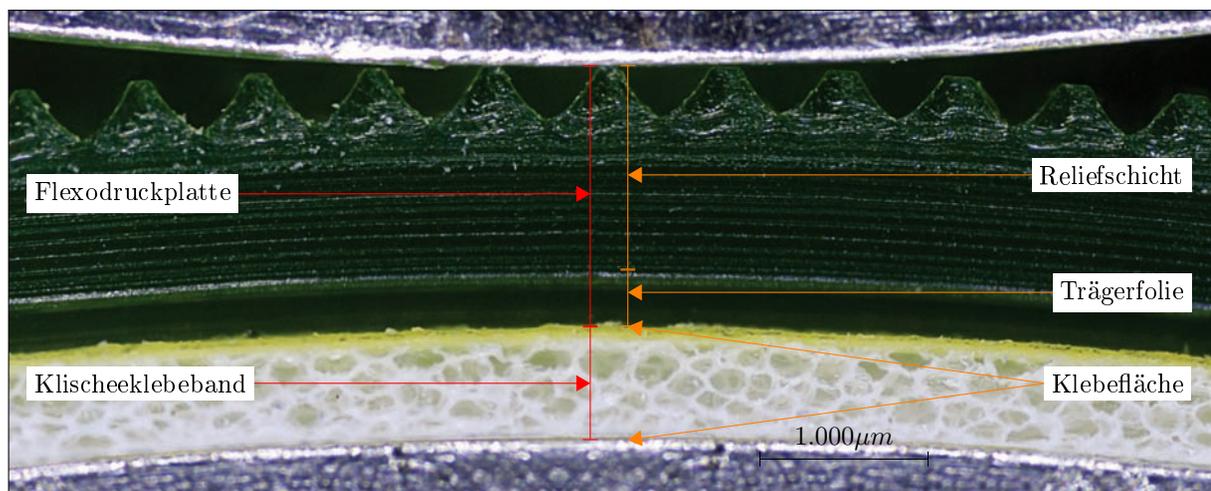


Abbildung 7.1: Mikroaufnahme des Querschnitts einer Flexodruckplatte mit Klischeeklebeband

Um mit verschiedenen Bedruckstoffen optimale Druckbildübertragung zu erreichen, werden sowohl die Flexodruckplatten als auch die Klischeeklebebänder in verschiedenen Härten eingesetzt, wobei die Klebebänder ähnliche und die Druckplatten unterschiedliche Plattenstärken aufweisen. Während die elastomechanischen Eigenschaften der Flexodruckplatten explizit angegeben werden, werden die Doppelklebebänder seitens der Hersteller nach der Härte klassifiziert. Durch den Einsatz verschiedener Druckplatten und Klebebänder erfahren die Reliefschichten unterschiedliche Deformationen im Druckspalt, infolgedessen weisen verschiedene Flexodruckplatten unterschiedliche Druck- und Fördereigenschaften auf.

7.2 Reliefschichten und ihr Einfluss

Die Reliefschicht einer Flexodruckplatte ist eine elastische Fotopolymer- oder Gummischicht, die mit der Rasterwalze unmittelbar und mit dem Gegendruckzylinder über das Drucksubstrat im Druckspalt in Kontakt kommt. Für eine maßgenaue und schlupffreie Druckbildübertragung ist die Dimensionsstabilität der Druckformoberfläche und somit die Längenänderung der Reliefschicht im Zylinderberührungsbereich von maßgebender Bedeutung. Abhängig von den drucktechnischen Anforderungen weisen die Reliefschichten bei unterschiedlichen Flexodruckplatten verschiedene Plattenstärken und Shore-A-Härten auf, die bei den untersuchten Fotopolymerplatten von den Herstellerangaben nicht wesentlich abweichen (Tabelle 7.1).

Bezeichnung	Stärke	Härte
	$h_{fp}[\mu m]$	$S_{fp}[SH]$
FP01	1.140	77
FP02	1.700	62
FP03	2.540	49
FP04	2.840	35
FP05	4.700	29

Tabelle 7.1: Eigenschaften der Fotopolymerplatten

Die Deformationsverteilung innerhalb eines mehrschichtigen Zylinderbezugs im Druckspalt hängt von den Federkonstanten der Aufbauschichten in Radialrichtung ab. Nach dem Hook'schen Gesetz $D = \frac{EA}{h_0}$ wird die Federkonstante D bei gleicher Querschnittsfläche A und gleichem E-Modul E mit steigender Stärke h_0 kleiner, infolgedessen steigt die absolute Auslenkung $\Delta h = \frac{F}{D}$ bei gleicher Kraft F . Durch die steigende Höhenabnahme Δh wird eine von den kompressiblen Eigenschaften abhängige Längenzunahme Δl der Flexodruckplatte im Druckspalt bewirkt. Unter der Annahme, dass die untersuchten Flexodruckplatten aus gleichem Fotopolymer bestehen, hängen die Federkonstanten nur von der Plattenstärke ab, sodass die dickeren Platten mehr Deformation im Druckspalt erfahren und dadurch positiver fördern.

Um den Einfluss der Eigenschaften der Reliefschicht auf das Förderverhalten zu ermitteln, werden Abrollversuche mit fünf verschiedenen Fotopolymerplatten und einem Klischeeklebeband (weiches KB) am Abrollprüfstand durchgeführt. Aus den Messergebnissen (Abb. 7.2) geht hervor, dass mit steigender Stärke und sinkender Härte der Reliefschicht das Förderverhalten von Flexodruckplatten zunimmt.

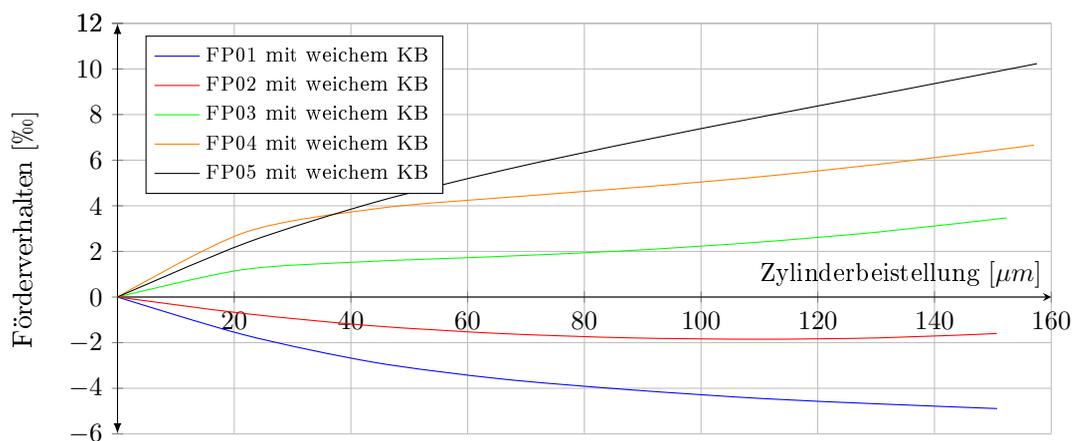


Abbildung 7.2: Fördereigenschaften von fünf Fotopolymerplatten mit einem Doppelklebeband

Neben den systematisch untersuchten Fotopolymerplatten werden die Fördereigenschaften von drei unterschiedlichen Gummiplatten (Tabelle 7.2) ermittelt, um die gewonnenen Erkenntnisse zu verallgemeinern.

Bezeichnung	Stärke	Härte
	$h_{fp}[\mu m]$	$S_{fp}[SH]$
GP01	1.140	80
GP02	1.140	65
GP03	1.700	65

Tabelle 7.2: Eigenschaften der Gummiplatten

Die Fördereigenschaften von Gummiplatten mit einem Klischeeklebeband (hartes KB) werden am Abrollprüfstand untersucht und aus den Messergebnissen (Abb. 7.3) geht hervor, dass das Förderverhalten der

Flexodruckplatte mit steigender Stärke und sinkender Härte der Reliefschicht zunimmt. Die untersuchten Gummiplatten weisen eine geringere Stärke und höhere Härte als die Fotopolymerplatten auf, sodass der Einfluss der Reliefschicht aus den Messungen mit dem harten Klebeband am deutlichsten hervorsteht.

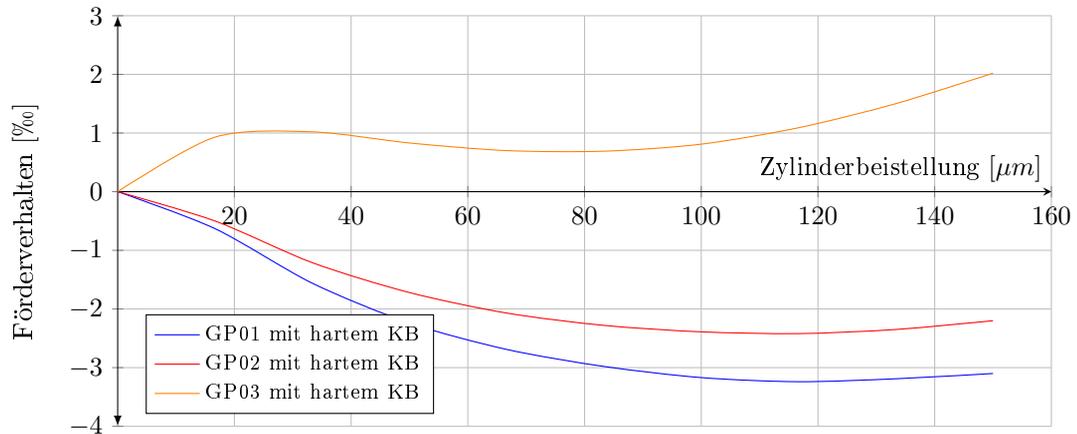


Abbildung 7.3: Fördereigenschaften von drei Gummiplatten mit einem Klischeeklebeband

Die mit Fotopolymer- und Gummidruckplatten gewonnenen Erkenntnisse über den Einfluss der Stärke und der Härte der Reliefschicht auf die Fördereigenschaften von Flexodruckplatten stimmen überein.

7.3 Klischeeklebebänder und ihr Einfluss

Klischeeklebebänder sind schaumstoffartige und zusammendrückbare Doppelklebebänder mit beidseitiger Klebeschicht, die unterschiedliche Elastizität und ähnliche Stärke aufweisen. Im Flexodruck werden die Schaumklebebänder als kompressible Unterlagen eingesetzt, um den Flexodruckplatten eine Kompressibilität zu verleihen und einen Teil der Radialdeformation im Druckspalt aufzunehmen. Durch die abnehmende Radialdeformation der Reliefschicht der Flexodruckplatte, sinkt ihre Tangentialdehnung im Zylinderkontaktbereich, infolgedessen nimmt die Dimensionsstabilität der Druckformoberfläche zu. In der Praxis hat sich eine undefinierte Klassifizierung der Doppelklebebänder etabliert, nach der die Klischeeklebebänder, abhängig von den elastischen Eigenschaften, als weich, mittelweich, mittelhart und hart bezeichnet werden. Seitens der Hersteller der Schaumstoffschichten werden weder Werkstoffhärte noch Kompressibilität exakt angegeben, sodass die Härten experimentell ermittelt und quantifiziert werden.

Infolge der geringen Schichtstärke von approximativ $700\mu\text{m}$ und der großen Eindringkraft sowie der kleinen Oberfläche der Eindringkörper des Härtemessgerätes, weisen alle untersuchten Klischeeklebebänder bei der Härteermittlung eine Werkstoffhärte von 83 Shore-A auf. Um eine Verformungscharakteristik der Doppelklebebänder zu ermitteln, werden acht Klebebänder aufeinander geklebt und die Shore-Härte des Verbundes der Gesamtstärke von $\approx 5.600\mu\text{m}$ wird im Härteprüfverfahren gemessen (Tabelle 7.3).

Bezeichnung	Stärke $h_{fp}[\mu\text{m}]$	Härte $S_{ku}[SH]$
Weich	≈ 700	44
Mittelweich	≈ 700	47
Mittelhart	≈ 700	51
Hart	≈ 700	58

Tabelle 7.3: Eigenschaften der Klischeeklebebänder

Um den Einfluss der Doppelklebebänder auf die Fördereigenschaften von Flexodruckplatten zu ermitteln, werden Abrollversuche mit einer Flexodruckplatte (FP03) und vier verschiedenen Klischeeklebebändern (KB) am Abrollprüfstand durchgeführt. Aus den Messergebnissen (Abb. 7.4) geht hervor, dass das Förderverhalten von Flexodruckplatten mit steigender Härte des Klischeeklebebandes zunimmt.

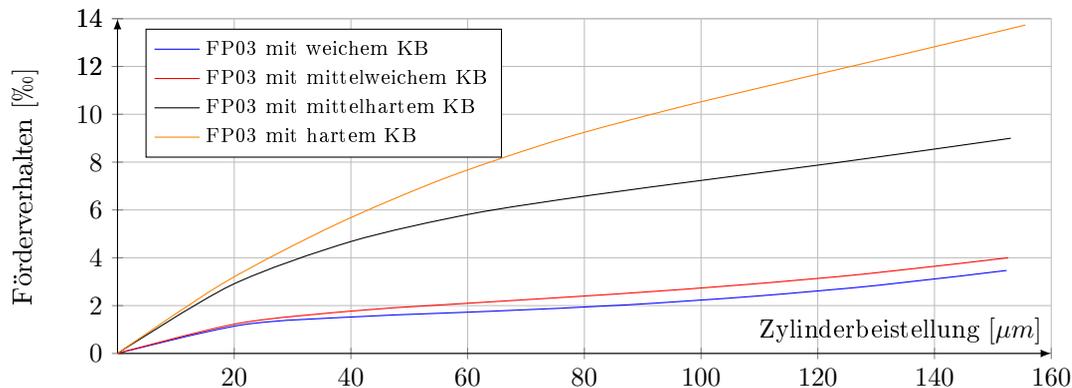


Abbildung 7.4: Fördereigenschaften einer Flexodruckplatte mit vier Klischeeklebebändern

Da die Doppelklebebänder von der elastischen Reliefschicht mit der dehnfesten Trägerfolie getrennt sind, werden keine Scherkräfte infolge der tangentialen Dehnung der Klebebänder auf die Reliefschicht übertragen, sodass die kompressiblen Eigenschaften der Klebebänder von untergeordneter Bedeutung sind.

7.4 Trägerfolie und ihr Einfluss

Die Trägerfolie ist eine formstabile ca. $200\mu\text{m}$ starke Polyesterfolie, die bei klassischen Flexodruckplatten mit der Reliefschicht materialschlüssig verbunden ist und eingesetzt wird, um der elastischen Reliefschicht eine Dimensionsstabilität zur maßgenauen Druckbildübertragung zu verleihen. Um den Einfluss der Trägerfolie auf das Förderverhalten von Flexodruckplatten experimentell zu ermitteln, werden zwei zusammendrückbare Gummiklischees (Tabelle 7.4) am Abrollprüfstand untersucht, die aus einer Gummideckschicht und einer Trägerfolie sowie einer dazwischenliegenden Luftpolsterschicht bestehen.

Bezeichnung	Stärke	Härte
	$h_{fp}[\mu\text{m}]$	$S_{fp}[SH]$
KP01	1.420	65
KP02	1.700	65

Tabelle 7.4: Eigenschaften kompressibler Gummiklischees

Aus den Abrollversuchen geht hervor (Abb. 7.5), dass die untersuchten Gummiklischees trotz der integrierten Luftpolsterschicht, im ganzen Beistellungsbereich ein positives Förderverhalten aufweisen.

Bei zusammendrückbaren Gummiklischees ist die Reliefschicht von der Trägerfolie entkoppelt und mit der Luftpolsterschicht verbunden, sodass die Tangentialdehnung der Reliefschicht nicht durch die Dehnfestigkeit der Trägerfolie reduziert, sondern durch die Tangentialdehnung der integrierten kompressiblen Schicht gefördert wird. Durch die Trennung der Reliefschicht von der Trägerfolie bleibt die Dehnfestigkeit der Flexodruckplatte gleich, die Dimensionsstabilität der Reliefschicht wird jedoch nicht bewahrt.

Dass das positive Förderverhalten der untersuchten Gummiklischees ausschließlich an der Trägerfolie liegt, geht aus den Messungen nicht eindeutig hervor. Mangels adäquater Proben wird keine systematische Ermittlung des Einflusses der Trägerfolie auf die Fördereigenschaften von Flexodruckplatten durchgeführt.

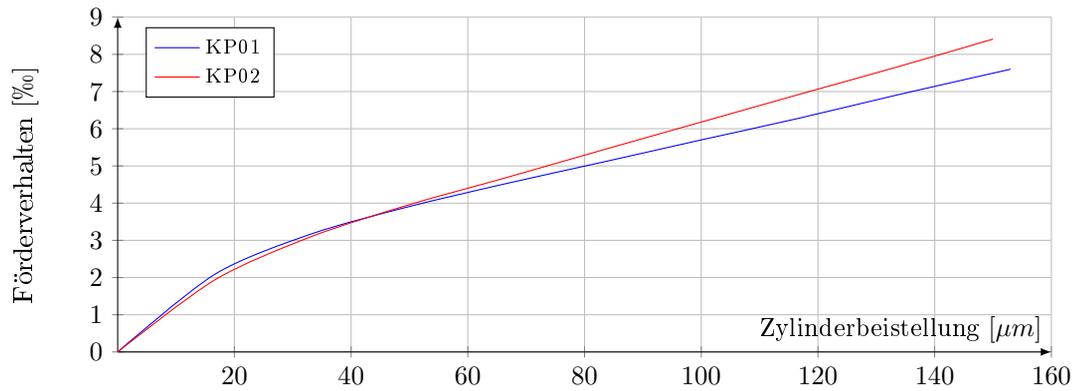


Abbildung 7.5: Fördereigenschaften zweier kompressibler Flexodruckplatten

7.5 Ergebnisse der Abrollversuche mit Flexodruckplatten

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Fördereigenschaften von fünf unterschiedlichen Flexodruckplatten (Tabelle 7.1) mit vier verschiedenen Klischeeklebebändern (Tabelle 7.3) am Abrollprüfstand experimentell ermittelt (Kapitel 5.3, Seite 80), woraus sich 20 unterschiedliche Zylinderbezüge verschiedener Materialeigenschaften der Aufbauschichten ergeben. Aus den Messergebnissen geht eine direkte Abhängigkeit des Förderverhaltens β vom Verhältnis $\frac{S_{ku}}{S_{fp}}$ der Härte der Flexodruckplatte S_{fp} und der Härte des Doppelklebebandes S_{ku} hervor (Abb. 7.6). Ein systematischer Einfluss der Zylinderdrehfrequenz auf das Förderverhalten von Flexodruckplatten wird im Geschwindigkeitsbereich von $1 - 9Hz$ nicht verzeichnet und die vorgestellten Messergebnisse werden bei der Drehfrequenz von $9Hz$ gewonnen.

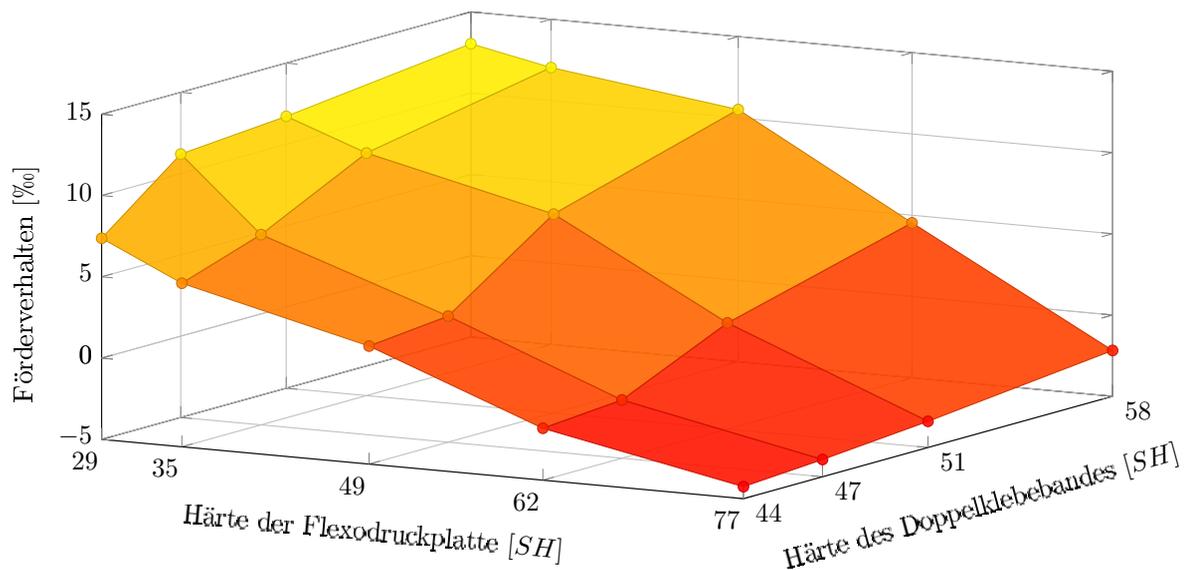
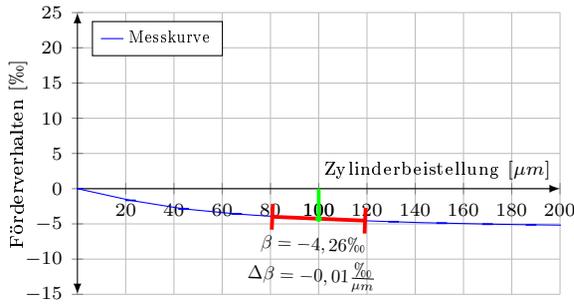


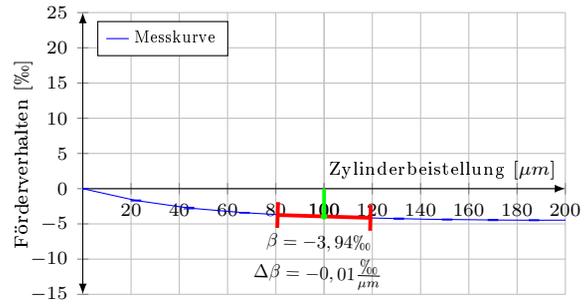
Abbildung 7.6: Visuelle Darstellung der Abhängigkeit des Förderverhaltens von Flexodruckplatten vom Verhältnis der Härte der Flexodruckplatte und der Härte des Klischeeklebebandes

Aus den Messergebnissen (Abb. 7.7) geht hervor, dass im Referenzpunkt ($s = 100\mu\text{m}$) das negativste Förderverhalten von $\beta = -4,26\%$ bei der Zusammensetzung der Flexodruckplatte FP01 mit dem weichen Doppelklebeband (Abb. 7.7a) und das positivste Förderverhalten von $\beta = 13,04\%$ bei der Zusammensetzung der Druckplatte FP05 mit hartem Klebeband (Abb. 7.7t) verzeichnet wird. Die Zusammensetzung der Flexodruckplatte FP02 mit dem mittelweichen Doppelklebeband (Abb. 7.7f) weist ein Förderverhalten von $\beta = -1,42\%$ auf, das dem neutralen Förderverhalten im Referenzpunkt am nächsten kommt.

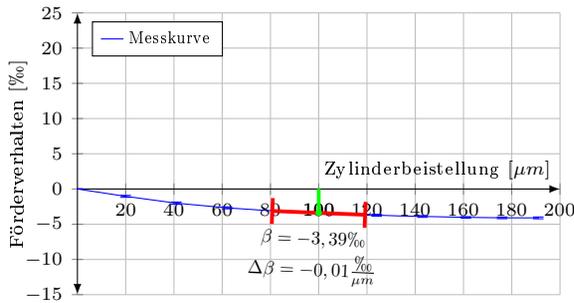
7.5. Ergebnisse der Abrollversuche mit Flexodruckplatten



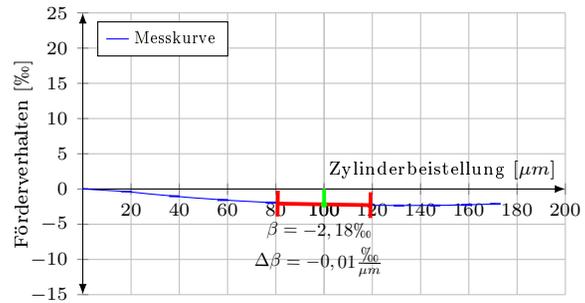
(a) FP01 mit weichem Klischeeleband



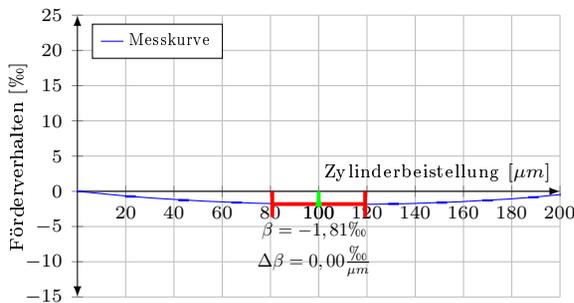
(b) FP01 mit mittelweichem Klischeeleband



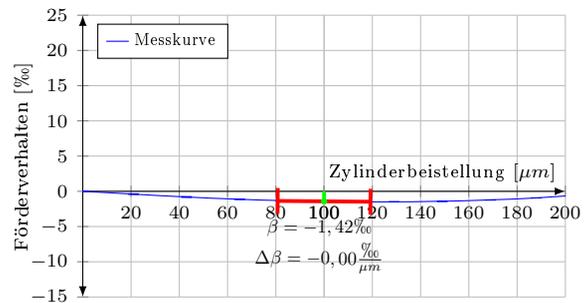
(c) FP01 mit mittelhartem Klischeeleband



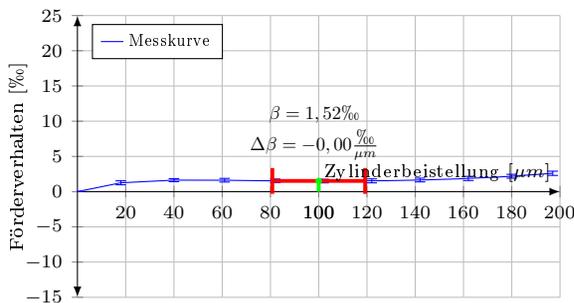
(d) FP01 mit hartem Klischeeleband



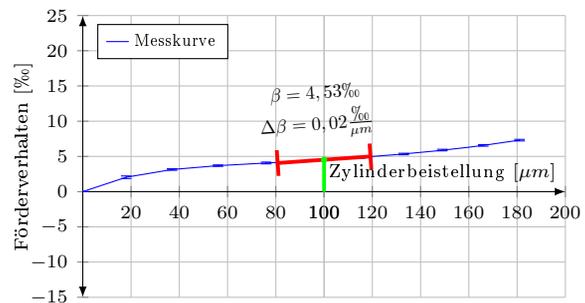
(e) FP02 mit weichem Klischeeleband



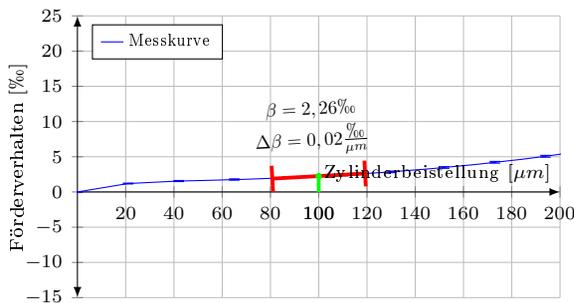
(f) FP02 mit mittelweichem Klischeeleband



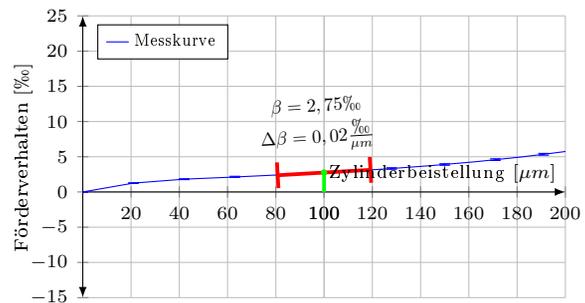
(g) FP02 mit mittelhartem Klischeeleband



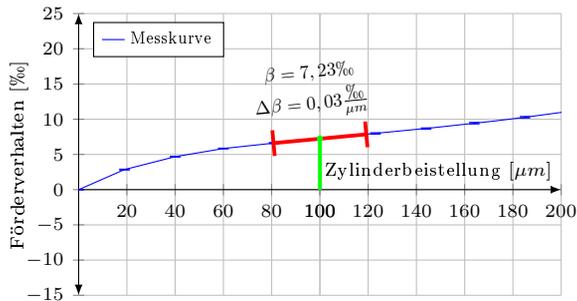
(h) FP02 mit hartem Klischeeleband



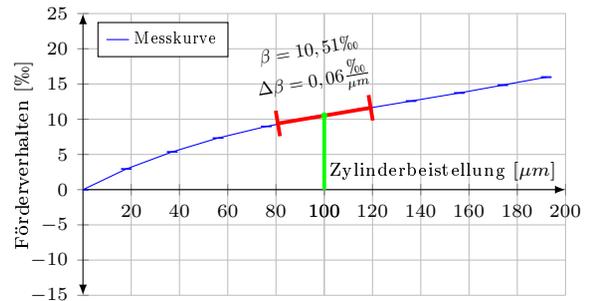
(i) FP03 mit weichem Klischeeleband



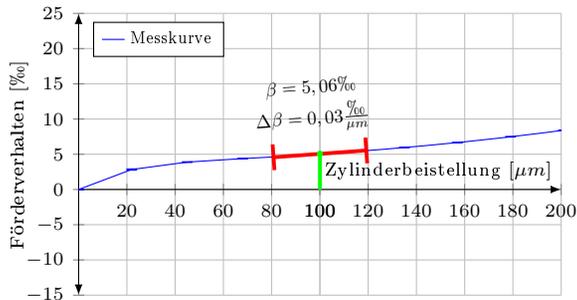
(j) FP03 mit mittelweichem Klischeeleband



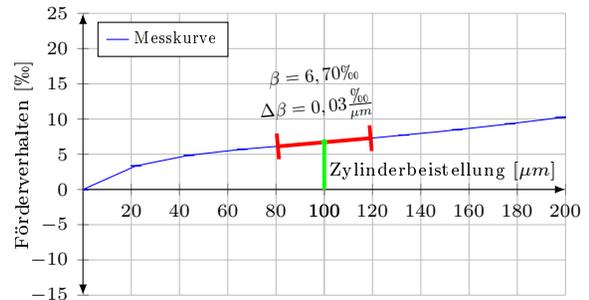
(k) FP03 mit mittelhartem Klischeeklebeband



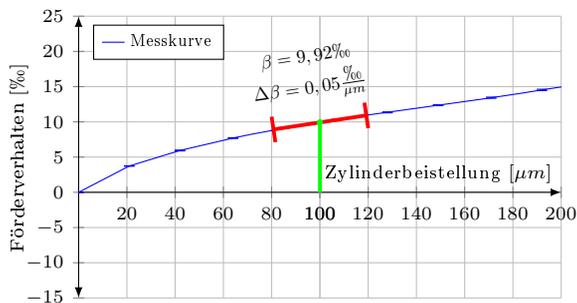
(l) FP03 mit hartem Klischeeklebeband



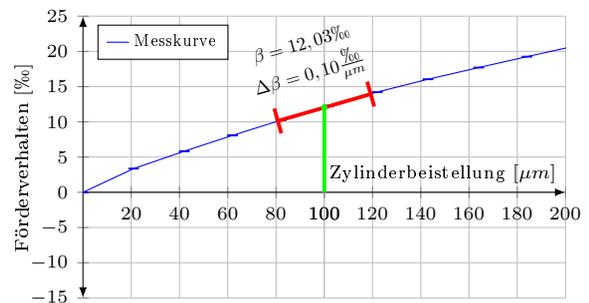
(m) FP04 mit weichem Klischeeklebeband



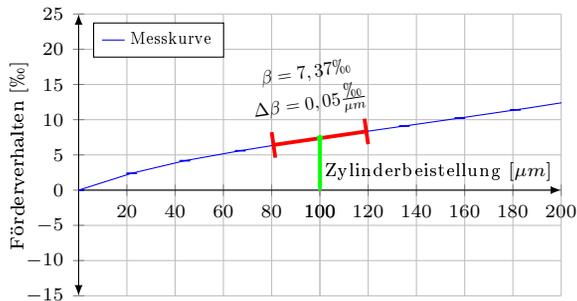
(n) FP04 mit mittelweichem Klischeeklebeband



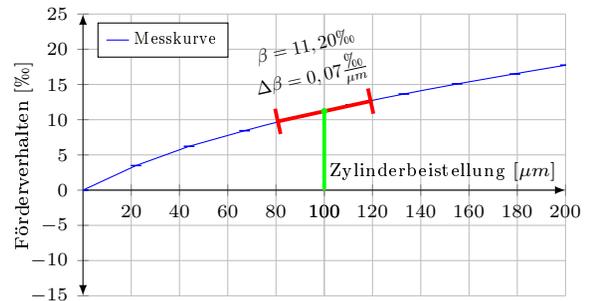
(o) FP04 mit mittelhartem Klischeeklebeband



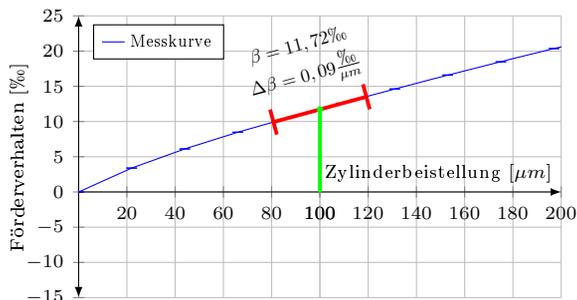
(p) FP04 mit hartem Klischeeklebeband



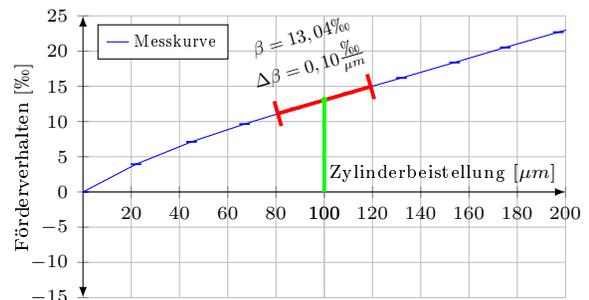
(q) FP05 mit weichem Klischeeklebeband



(r) FP05 mit mittelweichem Klischeeklebeband



(s) FP05 mit mittelhartem Klischeeklebeband



(t) FP05 mit hartem Klischeeklebeband

Abbildung 7.7: Messergebnisse der experimentellen Abrollversuche zur Ermittlung der Förderleistungen von 5 Flexodruckplatten mit 4 Klischeeklebebandern

Kapitel 8

Förderverhalten von Drucktöchern

Drucktöcher sind mehrschichtige Zylinderaufzüge, die Anwendung im Offsetdruckverfahren finden. Um optimale Druckbildübertragung zu gewährleisten, werden die kompressiblen Drucktöcher im klassischen Aufbau aus unterschiedlichen zusammengeführten Deck-, Stabilisierungs-, Luftpolster- und Festigkeitschicht hergestellt. Durch verschiedene Aufbauten und unterschiedliche Materialeigenschaften der einzelnen Aufbauschichten weisen die Drucktöcher unterschiedliche Druck- und Fördereigenschaften auf, die sowohl im Bogen- als auch im Rollenoffsetdruck einen Einfluss auf den Druckprozess ausüben.

Im Druckspalt eines Offsetdruckwerkes wird das Drucktuch wie in einer Zylinderpresse zwischen dem Druckform- und dem Platten- oder den Gegendruckzylinder zusammengepresst, infolgedessen erfahren alle Einzelschichten des Drucktuches eine Höhenabnahme, die unterschiedliche Längenzunahmen der einzelnen Aufbauschichten in Tangentialrichtung bewirkt. Abhängig von den Materialeigenschaften der Deckschicht und der restlichen Aufbauschichten in Radialrichtung nimmt die Deckschicht einen Teil der Radialdeformation auf, aufgrund dessen findet eine reversible Tangentialdehnung der Deckschichtoberfläche im Druckspalt statt. Durch die Längenzunahme der Deckschichtoberfläche wird das Förderverhalten des Drucktuches positiver und der effektive Umfang des Drucktuchzylinders steigt. Um die Radialstauchung und die daraus folgende Tangentialdehnung der inkompressiblen Deckschicht zu verringern, werden bei Drucktöchern kompressible Luftpolsterschichten und dehnbare Gewebeschichten eingesetzt.

Infolge der Zylinderbeistellung findet im Druckspalt eine Abplattung des um den Drucktuchzylinder aufgespannten Drucktuches statt, die eine reversible Stauchung der Drucktuchoberfläche in Tangentialrichtung bewirkt. Die stoffschlüssig verbundenen Deck- und Stabilisierungsschichten verhalten sich ähnlich einer auf der Luftpolsterschicht schwebenden und um den Drucktuchzylinder umschlungenen Materialbahn, die im Druckspalt vom Drucktuch- zum Platten- oder zum Gegendruckzylinder angepasst wird und dadurch die Umschlingung wechselt. Wie bei einem elastisch gebetteten Biegebalken wird durch den Krümmungswechsel die über den neutralen Fasern liegende Deckschichtoberseite einer Tangentialstauchung und die unter den neutralen Fasern liegende Deckschichtunterseite zusammen mit der Stabilisierungsschicht einer Tangentialdehnung ausgesetzt. Durch die Längenabnahme der Deckschichtoberfläche wird das Förderverhalten des Drucktuches negativer und der effektive Umfang des Drucktuchzylinders sinkt.

Diese beiden, von den einzelnen Aufbauschichten abhängigen Effekte stellen die positive und die negative Komponente des Förderverhaltens dar, die zusammen die Fördereigenschaften von Drucktöchern bestimmen. Aus den experimentellen Ermittlungen von GAJICIC [153] geht ein Zusammenhang der Fördereigenschaften von Drucktöchern und der Materialeigenschaften der Aufbauschichten hervor.

8.1 Aufbau von Drucktüchern

Drucktücher stellen eine Sonderart von mehrschichtigen Zylinderbezügen dar, die aus unterschiedlichen Aufbauschieden bestehen und, je nach Zusammendruckbarkeit, auf inkompressible oder konventionelle und kompressible oder luftgepolsterte Drucktücher aufgeteilt werden können. Der Unterschied liegt darin, dass die kompressiblen Drucktücher, im Gegensatz zu den inkompressiblen, eine integrierte Luftpolsterschicht enthalten, die dem Drucktuch bessere Druckeigenschaften verleiht, wodurch sich die Luftpolsterdrucktücher durchgesetzt haben und heutzutage beinahe ausschließlich eingesetzt werden.

Im klassischen Aufbau (Abb. 8.1) besteht ein Luftpolsterdrucktuch aus einer inkompressiblen Deckschicht, einer Stabilisierungsschicht, einer kompressiblen Luftpolsterschicht und einer Festigkeitsschicht. Dabei kann der Drucktuchaufbau aufgeteilt werden auf den Oberbau, der die Deck- und die Stabilisierungsschicht enthält, und den Unterbau, der aus der Luftpolster- und der Festigkeitsschichten besteht.

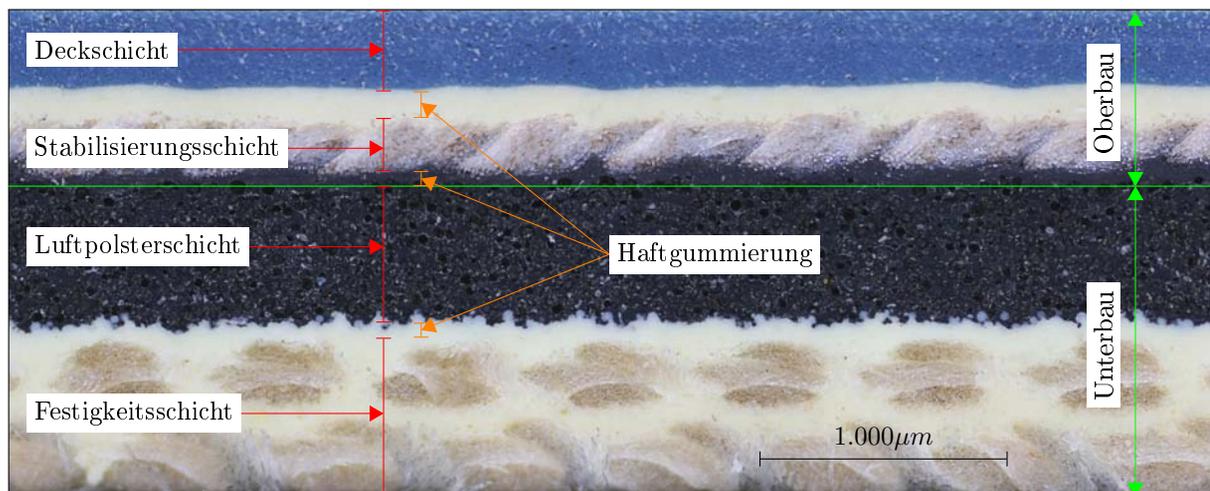


Abbildung 8.1: Mikroaufnahme des Querschnitts eines Luftpolsterdrucktuches

Die Deckschicht ist eine inkompressible Elastomerschicht, die die Druckplatte gegen Abrieb schützt und für eine bessere Farbübertragung von der Druckplatte auf den Bedruckstoff sorgt. Die Stabilisierungsschicht ist eine Gewebeschicht, die zur Steifigkeit der elastischen Deckschicht beiträgt und die Tangentialdeformationen der Deckschicht mäßigt. Die Luftpolsterschicht ist eine kompressible Elastomerschicht, die dem Drucktuch höhere Zusammendruckbarkeit verleiht und die Radialkräfte im Druckspalt reduziert. Die Festigkeitsschicht besteht aus einer oder mehreren Gewebeschichten, die dem Aufspannen des Drucktuchs um den Drucktuchzylinder und der Aufrechterhaltung der Spannung während des Abrollens dienen.

8.2 Deckschicht und ihr Einfluss

Die Deckschicht ist eine inkompressible Vollgummischicht, die mit dem Plattenzylinder unmittelbar und mit dem Gegendruckzylinder über den Bedruckstoff in Kontakt kommt. Dadurch wird die Druckfarbe von der Druckform aufgenommen und bei möglichst kleiner Anpresskraft auf das Bedrucksubstrat übertragen. Um die Anpassung an die Bedruckstoffoberfläche zu erhöhen und eine gute Farbübertragung zu gewährleisten, werden die Deckschichten aus verschiedenen Elastomermischungen hergestellt, die infolge der unterschiedlichen Zusammensetzungen relativ komplexe und erheblich abweichende viskoelastische Eigenschaften aufweisen. Trotz der geringen Federkonstante der Luftpolsterschicht nimmt die

Deckschicht einen Teil der im Druckspalt entstandenen Radialdeformation des Drucktuches auf, die vom Elastizitätsmodul sowohl der Deckschicht als auch der restlichen Aufbauschichten abhängt (Abb. 8.2).

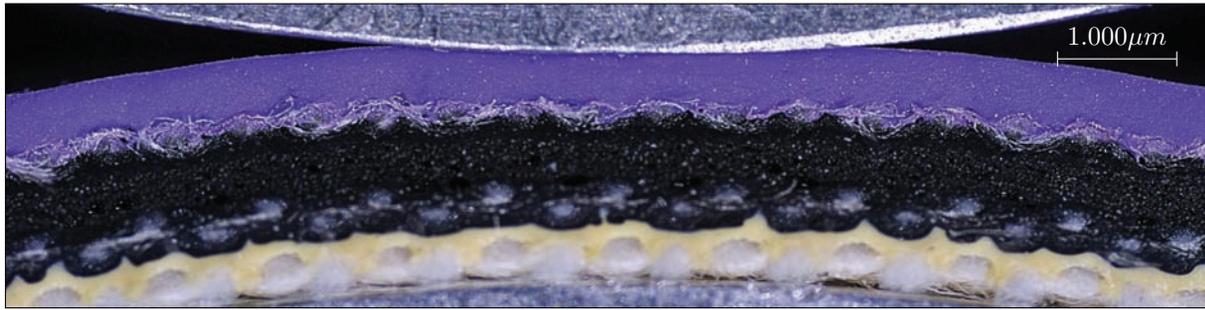


Abbildung 8.2: Mikraufnahme des Querschnitts eines Luftpolsterdrucktuches im Druckspalt mit großer Deformation der Deckschicht und kleiner Deformation der restlichen Aufbauschichten

Die Deckschichten verschiedener Drucktuchmodelle enthalten unterschiedliche Pigmente, die das Modell charakterisieren, ohne die Druckeigenschaften zu beeinflussen. Verschiedene Drucktuchmodelle werden mit Deckschichten in unterschiedlichen Stärken hergestellt und im letzten Verarbeitungsschritt durch das Schleifen der Deckschicht auf die Nennstärke gebracht. Dadurch werden alle während der Herstellung entstandenen Dickenschwankungen der restlichen Aufbauschichten ausgeglichen. Die dadurch entstandenen Schwankungen der Deckschichtstärke beeinflussen die elastischen Eigenschaften der Deckschicht, sodass die Drucktücher sowohl gleichen als auch unterschiedlichen Modells verschiedene Druck- und Fördereigenschaften aufweisen. Neben den drucktechnischen wird auch aus ökonomischen Gründen angestrebt, die Deckschichten möglichst dünn herzustellen. Dennoch müsse sie eine ausreichende Dicke aufweisen, um den Einfluss der gitterartigen Struktur der Stabilisierungsschicht auf die Farbübertragung zu minimieren.

8.2.1 Deckschichten aus NBR und EPDM

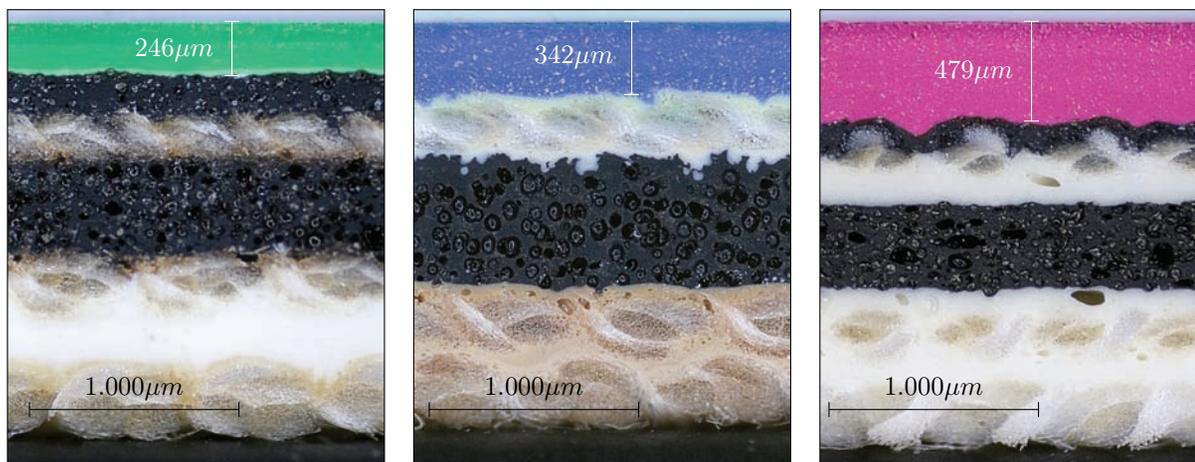
Das meistverwendete Elastomer für Deckschichten, die ihre Anwendung im Offsetdruck mit konventionellen Offsetdruckfarben finden, ist Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (Kurzbezeichnung NBR), der durch Copolymerisation von Acrylnitril und Butadien gewonnen wird. Unterschiedliche Anteile beider monomeren Komponenten im Makromolekül bestimmen die technischen Eigenschaften dieses Synthesekautschuks, wobei die viskoelastischen Eigenschaften durch den Gehalt von Acrylnitril (ACN) bestimmt werden, der zwischen 18 – 50% liegen kann. Bei steigendem ACN-Anteil nimmt die Öl- und Fettbeständigkeit zu, aber die Elastizität nimmt ab und der Druckverformungsrest verschlechtert sich. Bei gleichem Anteil von Acrylnitril und Butadien weisen die NBR-Werkstoffe höchste Beständigkeit gegen Öle und Kraftstoffe auf. Gute mechanische Eigenschaften, hervorragende Beständigkeit gegen Öle und Fette auf Mineralölbasis, hohe Abriebfestigkeit sowie optimalen Farbübertragung zeichnen diesen Kautschuk aus.

Deckschichten, die im Offsetdruck mit UV-härtenden Druckfarben verwendet werden, sind vorwiegend aus Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk (Kurzbezeichnung EPDM) hergestellt, der zu den ternären Synthesekautschuken gehört und durch Copolymerisation von Ethylen, Propylen und einem Dien mit nicht konjugierten Doppelbindungen entsteht. In der Praxis sind Diengehalte bis zu 12 Prozent gängig, der Ethylenanteil variiert üblicherweise zwischen 40 – 80% und der Propylenanteil beträgt zwischen 20 – 50%. Die großen Spannbreiten in der Zusammensetzung gepaart mit dem Einsatz der unterschiedlichen Diene lässt eine riesige Produktvielfalt von Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuken zu. EPDM kann mit Schwefel oder mit Peroxiden vernetzt werden, wobei die peroxidischen Mischungen thermisch höher belastbar sind

und einen deutlich geringeren Druckverformungsrest zeigen. Mit zunehmender Vernetzung nimmt die Härte des Kautschuks zu und seine Elastizität ab. Diesen Kautschuk zeichnen hohe und vom Grad der Vulkanisation abhängige Elastizität sowie hervorragende UV- und Chemikalienbeständigkeit aus.

8.2.2 Einfluss der Deckschicht

Der Drucktuchzylinder ist mit dem festen entgegengesetzten Zylinderpartner über die Drucktuchoberfläche im Druckspalt kraftschlüssig gekoppelt, sodass die im Druckspalt entstandenen Tangentialdeformationen der Deckschichtoberfläche die Fördereigenschaften vom Drucktuch bestimmen. Die Deckschichten sind relativ dünne Elastomerschichten, die mit der Stabilisierungsschicht mithilfe einer Haftgummierung meistens direkt (Abb. 8.3b) oder über eine zusätzliche dazwischenliegende Luftpolsterschicht (Abb. 8.3a) stoffschlüssig verbunden sind. Hergestellt werden die Deckschichten aus verschiedenen Elastormischungen, in unterschiedlichen Farben und Schichtstärken (vgl. Abb. 8.3a, 8.3b und 8.3c) weisen infolgedessen verschiedene Federkonstanten in Dickenrichtung auf. Durch den Stoffschluss ist eine zerstörungsfreie Trennung dieser Aufbausichten nicht möglich, sodass die Ermittlung der Elastizitätskonstanten der einzelnen Drucktuchdeckschichten in klassischen Zug- oder Eindruckversuchen ausgeschlossen ist.



(a) Kleinere Deckschichtstärke (b) Mittlere Deckschichtstärke (c) Größere Deckschichtstärke

Abbildung 8.3: Mikroaufnahmen von drei Drucktüchern mit verschiedenen Deckschichtstärken

Mit sinkender Schichtstärke steigt die Federkonstante einer Elastomerschicht progressiv, sodass die Deckschicht weniger Radialdeformation im Druckspalt aufnimmt und folglich eine kleinere Tangentialdehnung erfährt, aufgrund dessen nimmt das Förderverhalten des Drucktuches ab. Durch die geringe Schichtstärke befindet sich die dickenabhängige Federkonstante der Deckschicht bei allen Drucktüchern im steilsten Bereich der nichtlinearen Verformungskennlinie, sodass die Deckschichtdeformation von der Schichtdicke erheblich abhängt. Um den Einfluss der einzelnen Eigenschaften der Deckschicht auf die Fördereigenschaften von Drucktüchern zu ermitteln, werden die Deckschichtstärken, wie in Kapitel 5.1.2 auf der Seite 73 beschrieben, ermittelt. Aus den Messergebnissen (Abb. 8.4) geht hervor, dass sich die Deckschichtstärken aller untersuchten Drucktücher in einem Stärkebereich von 200 bis $500\mu\text{m}$ befinden sowie dass 92% aller Drucktücher mit der Deckschichtstärke unter $300\mu\text{m}$ ein negatives Förderverhalten aufweisen.

Infolge des mehrschichtigen Aufbaus der Drucktücher wird keine Ermittlung der elastischen Eigenschaften der Deckschicht in Dickenrichtung in Eindringversuchen durchgeführt. Trotz der geringen Eindringtiefe von $10\text{--}30\mu\text{m}$ gaben alle Aufbausichten bei der Eindringung des Messkegels bei der Mikrohärtmessung

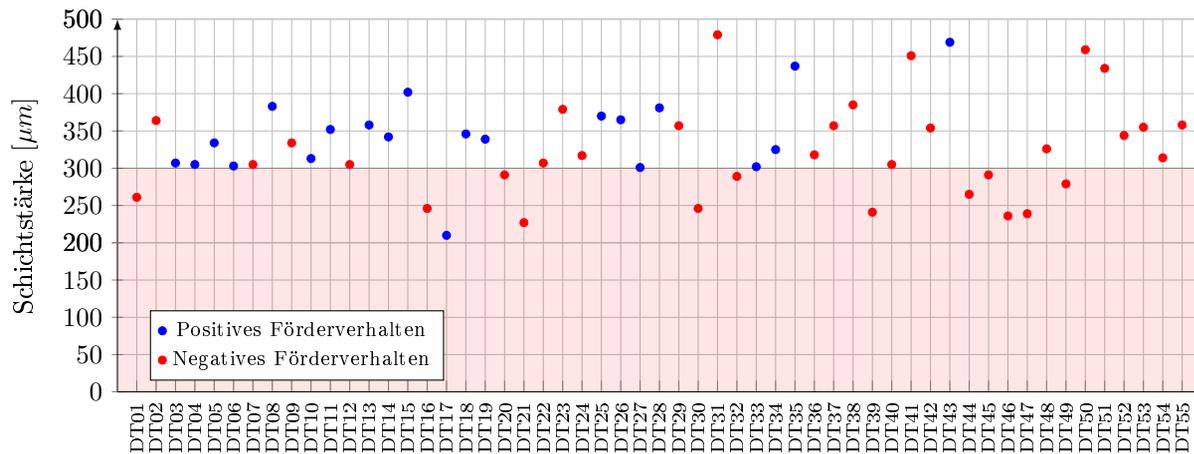


Abbildung 8.4: Ermittelte Stärke der Deckschicht aller untersuchten Drucktuchproben

nach, sodass dadurch keine zuverlässigen Eigenschaften der Deckschichten ermittelt werden. Obwohl bei der Ermittlung der Shore-Härte die Eindringtiefe größer als die Deckschichtdicke ist, stimmen die Kehrwerte der Shore-A-Härten der ganzen Drucktücher relativ gut mit den Deckschichtdicken überein, woraus ein großer Einfluss der Schichtdicke auf die mechanischen Eigenschaften der Deckschichten hervorgeht.

Eine direkte Abhängigkeit des Förderverhaltens von der Art der Elastormischung (NBR oder EPDM) geht aus den Messergebnissen (Abb. 8.5) nicht hervor, denn die 10 untersuchten Drucktücher mit EPDM-Deckschichten weisen gleichmäßig sowohl positive als auch negative Fördereigenschaften auf. Ein systematischer Anstieg des Förderverhaltens bei steigender Drehgeschwindigkeit wird bei wenigen Drucktüchern festgestellt, kann jedoch keiner Elastormischung der Deckschicht direkt zugewiesen werden.

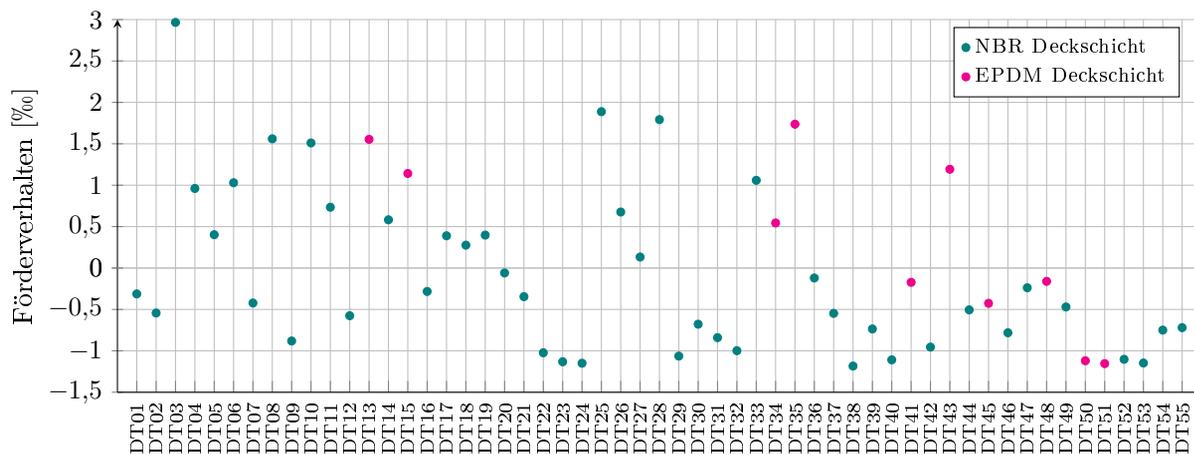
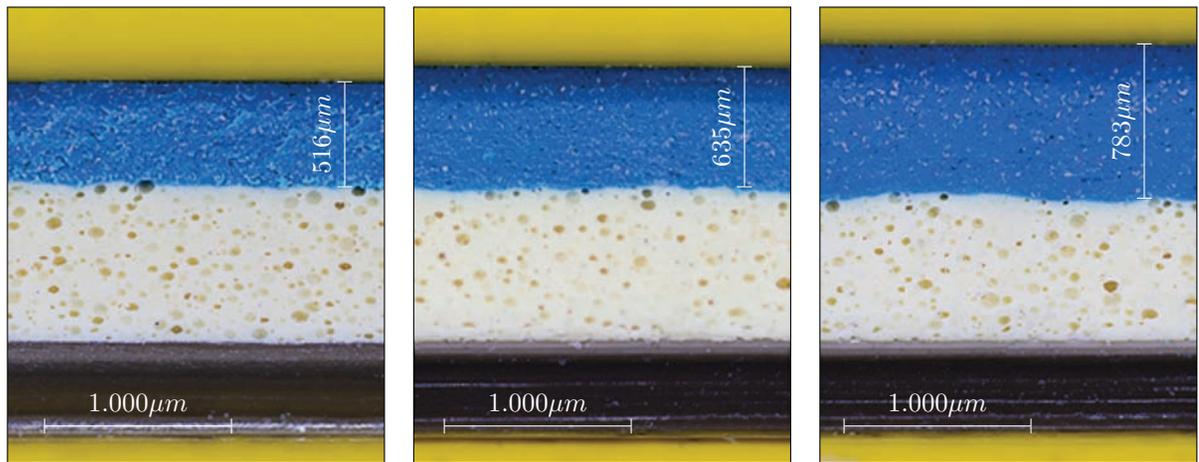


Abbildung 8.5: Einfluss des Deckschichtmaterials auf das Förderverhalten

Mangels adäquater Drucktuchproben, bei denen ausschließlich die Deckschichtstärke variiert, werden die Fördereigenschaften dreier Lackplatten mit gleichem Unterbau und unterschiedlichen Deckschichtstärken (vgl. Abb. 8.6a, 8.6b und 8.6c) am Abrollprüfstand experimentell ermittelt, um daraus Schlüsse über den Einfluss der Deckschichtstärke auf das Förderverhalten von Drucktüchern zu ziehen. Die untersuchten Lackplatten (Abb. 8.6) bestehen aus einer inkompressiblen Deckschicht, einer kompressiblen Luftpolster-schicht, einer dehnfesten Trägerfolie und enthalten keine Gewebeschichten.

Durch den gleichen Unterbau der untersuchten Lackplatten, werden die relativen Einflüsse aller restlichen Aufbauschichten ausgeschlossen, sodass die Fördereigenschaften nur von den Eigenschaften der



(a) Lackplatte 01, $h_{ds} = 516\mu\text{m}$ (b) Lackplatte 02, $h_{ds} = 635\mu\text{m}$ (c) Lackplatte 03, $h_{ds} = 783\mu\text{m}$

Abbildung 8.6: Mikroaufnahmen von drei Lackplatten mit verschiedenen Deckschichtstärken

Deckschichten abhängen. Aus den Messergebnissen (Abb. 8.7) der durchgeführten Abrollversuche geht hervor, dass die Fördereigenschaften von Lackplatten mit steigender Deckschichtstärke positiver werden.

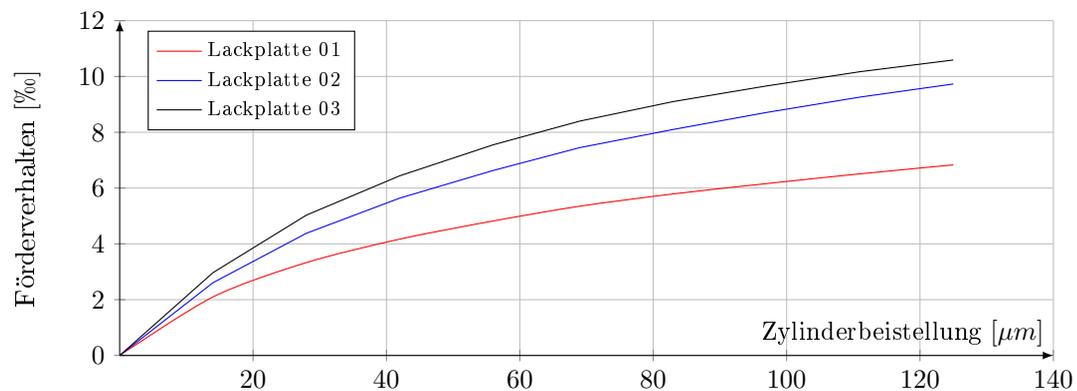


Abbildung 8.7: Am Abrollprüfstand ermittelte Fördereigenschaften von drei Lackplatten mit verschiedenen Deckschichtstärken

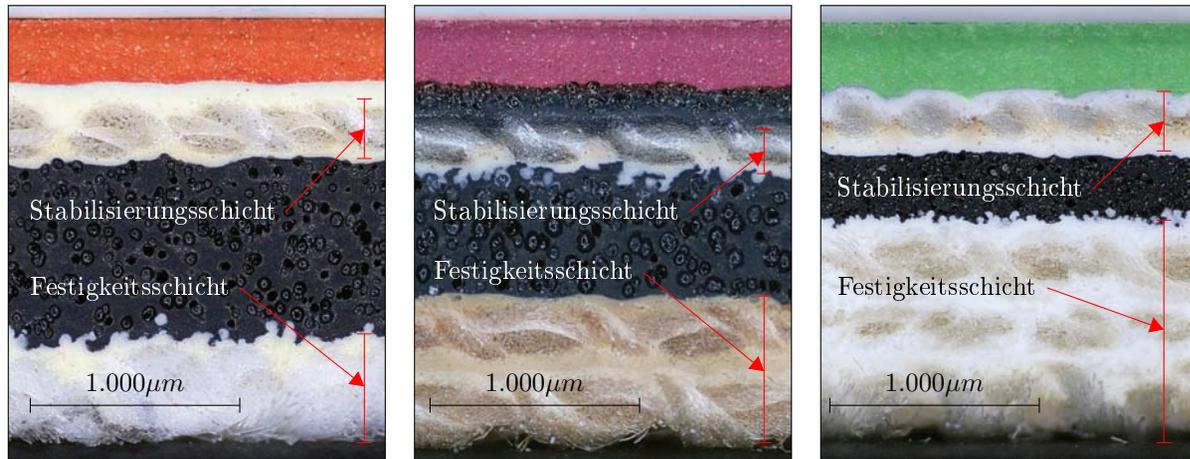
Infolge des mehrschichtigen Aufbaus und vieler Einflussfaktoren wird kein direkter Zusammenhang des Förderverhaltens und der Deckschichtstärken bei verschiedenen Drucktüchern festgestellt. Die Schwankungen der Eigenschaften der Aufbauschichten bei unterschiedlichen Proben auch eines gleichen Drucktuches sind zusammenwirkend meistens größer als der Einfluss der abweichenden Deckschichtstärke.

8.3 Gewebeschichten und ihr Einfluss

Kompressible Drucktücher enthalten eine oder mehrere Gewebeschichten, die dem Drucktuch eine Dehnfestigkeit verleihen. Dabei wird die Festigkeitsschicht eingesetzt, um das aufgespannte Drucktuch auf dem rotierenden Drucktuchzylinder festzuhalten und die Stabilisierungsschicht sorgt für eine Formstabilität der druckbildtragenden Deckplatte des Drucktuches. Die verwendeten Gewebeschichten sind meistens dehnungsarme Baumwollgewebe, die aus umlaufenden Kett- und querlaufenden Schussfäden bestehen, wobei die Kettfasern dicker und steifer als die Schussfasern sind. Die Porosität und Faserigkeit der dehnungsarmen Gewebeschichten verleiht den Drucktüchern eine zusätzliche Kompressibilität, die in der Druckpraxis, je nach Anzahl der Gewebelagen, als 2-ply, 3-ply, 4-ply oder 5-ply bezeichnet werden.

8.3.1 Stabilisierungs- und Festigkeitsschicht

Um bestimmte drucktechnische Eigenschaften zu erreichen, werden für Stabilisierungs- und Festigkeitsschichten verschiedene Gewebe mit unterschiedlichen elastischen Eigenschaften im Herstellungsprozess von Drucktüchern verwendet. Während die Stabilisierungsschicht meistens aus einer Gewebelage besteht (Abb. 8.8), werden die Festigkeitsschichten vorwiegend aus mehreren miteinander stoffschlüssig verbundenen Einzelgewebeschichten gebildet (vgl. Abb. 8.8a, 8.8b und 8.8c). Im klassischen Drucktuchaufbau sind die Stabilisierungs- und die Deckschicht mithilfe einer Haftgummierung in der Regel direkt verbunden, wobei einige Drucktücher eine zusätzliche dazwischenliegende Luftpolsterschicht enthalten (Abb. 8.8b).



(a) Drucktuch mit 2 Gewebelagen (b) Drucktuch mit 3 Gewebelagen (c) Drucktuch mit 4 Gewebelagen

Abbildung 8.8: Mikroaufnahmen von drei Drucktüchern mit verschiedener Zahl der Gewebelagen

Die Dehnfestigkeit der Festigkeitsschicht hängt weder von der Zahl der Einzellagen noch von der Gesamtstärke der Gewebeschichten ab, sondern wird durch die Federkonstanten der Einzelgewebeschichten bestimmt, die vom strukturellen Aufbau des Gewebes sowie von der Faserstoffart und -dichte maßgebend beeinflusst sind. In Kettrichtung sind die Gewebeschichten besonders widerstands- und strapazierfähig und weisen eine deutlich höhere Maßstabilität als die anderen Aufbauschichten des Drucktuches auf.

8.3.2 Einfluss der Gewebeschichten

Verschiedene Drucktuchmodelle werden sowohl mit unterschiedlichen als auch mit gleichen Gewebeschichten hergestellt. Um den Einfluss der Elastizität der Gewebeschichten auf das Förderverhalten zu untersuchen, werden die Elastizitätskonstanten der einzelnen Stabilisierungs- und Festigkeitsschichten, wie in Kapitel 5.2.1 auf der Seite 78 beschrieben, ermittelt. Dabei wird festgestellt, dass die 20mm breiten und 100mm langen Probenstreifen der Stabilisierungsschichten eine Federkonstante von 0,01 bis 0,06 $\frac{N}{\mu m}$ aufweisen (Abb. 8.9), sowie dass die Festigkeitsschichten eine Dehnfestigkeit von 0,04 bis 0,16 $\frac{N}{\mu m}$ erreichen (Abb. 8.10). Die mittlere Federkonstante der Stabilisierungsschicht aller untersuchten Drucktücher beträgt 0,0277 $\frac{N}{\mu m}$ und die Festigkeitsschichten weisen eine mittlere Federkonstante von 0,1 $\frac{N}{\mu m}$ auf.

Mit steigender Federkonstante der Stabilisierungsschicht werden die Tangentialdehnungen der benachbarten Luftpolster- und Deckschicht reduziert, infolgedessen fördert das Drucktuch negativer. Aus den durchgeführten Ermittlungen geht kein direkter Zusammenhang der Federkonstante der Stabilisierungsschicht und des Förderverhaltens im Referenzpunkt (Zylinderbeistellung von 100µm) hervor (Abb. 8.9). Es wird jedoch festgestellt, dass 85% aller Drucktücher, bei denen die Federkonstante der Stabilisierungsschicht

$0,034 \frac{N}{\mu m}$ überschreitet, ein negatives Förderverhalten aufweisen, sowie dass 73% aller Drucktücher, bei denen die Federkonstante $0,022 \frac{N}{\mu m}$ unterschreitet, ein positives Förderverhalten aufweisen.

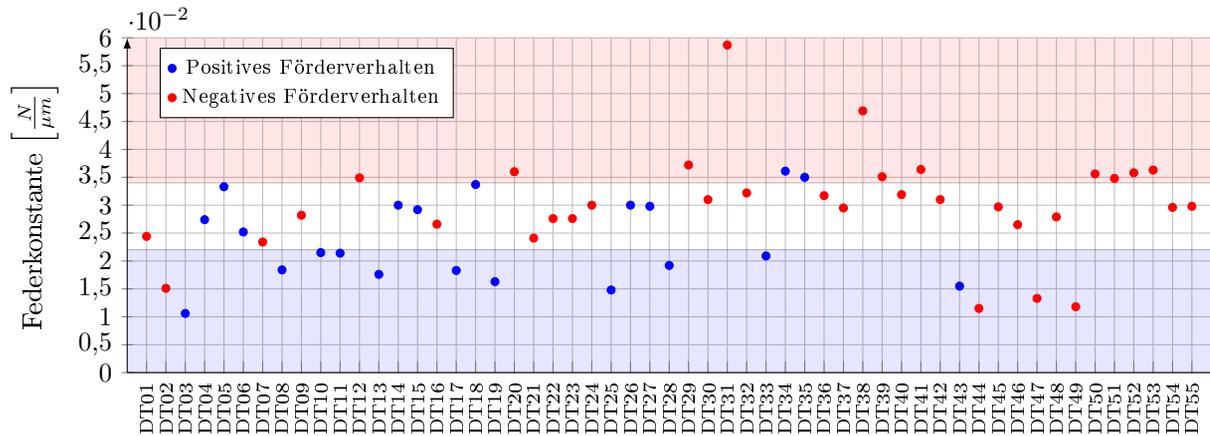


Abbildung 8.9: Federkonstanten der Stabilisierungsschichten der untersuchten Drucktücher

Bei zunehmender Federkonstante der Festigkeitsschicht werden die Tangentialdehnungen der Luftpolster-schicht und des ganzen Drucktuches reduziert, infolgedessen sinkt die Längenzunahme der Deckschicht im Druckspalt und das Drucktuch fördert negativer. Ein direkter Zusammenhang der Federkonstante der Festigkeitsschicht und des Förderverhaltens wird anhand der gewonnenen Messergebnisse nicht verzeichnet (Abb. 8.10). Es wird jedoch festgestellt, dass alle Drucktücher, bei denen die Federkonstante der Festigkeitsschicht $0,14 \frac{N}{\mu m}$ überschreitet, ein negatives Förderverhalten aufweisen, sowie dass alle Drucktücher, bei denen die Federkonstante $0,07 \frac{N}{\mu m}$ unterschreitet, ein positives Förderverhalten aufweisen.

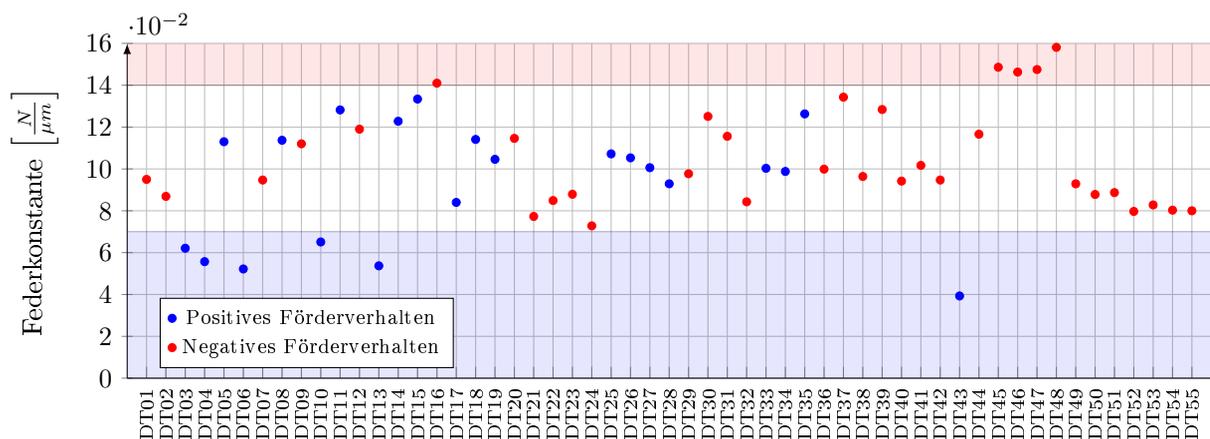


Abbildung 8.10: Federkonstanten der Festigkeitsschichten der untersuchten Drucktücher

Eine Neigung des Förderverhaltens, bei sinkender Federkonstante der Gewebeschichten zu steigen, besteht. Da bei verschiedenen Drucktüchern auch größere Einflussfaktoren variieren, geht aus den Ermittlungen kein eindeutiger Aufschluss über den Einfluss der Federkonstanten der Gewebeschichten hervor.

Um den Einfluss der elastischen Eigenschaften der Gewebeschichten auf das Förderverhalten zu ermitteln, werden Probenstreifen von zwei unterschiedlich fördernden Drucktüchern am Abrolldemonstrator in Längs- und Querrichtung untersucht. Da die Federkonstanten der Gewebelagen in Kett- und in Schussrichtung unterschiedlich sind, geht aus den Messergebnissen (Abb. 8.11) hervor, dass das Förderverhalten sowohl vom positiven als auch vom negativen Drucktuch bei abnehmender Federkonstante zunimmt.

Mangels adäquater Drucktuchproben, bei denen ausschließlich die Elastizität der einzelnen Gewebelagen variiert, wird der Einfluss der elastischen Eigenschaften der Gewebeschichten nicht quantifiziert. Des

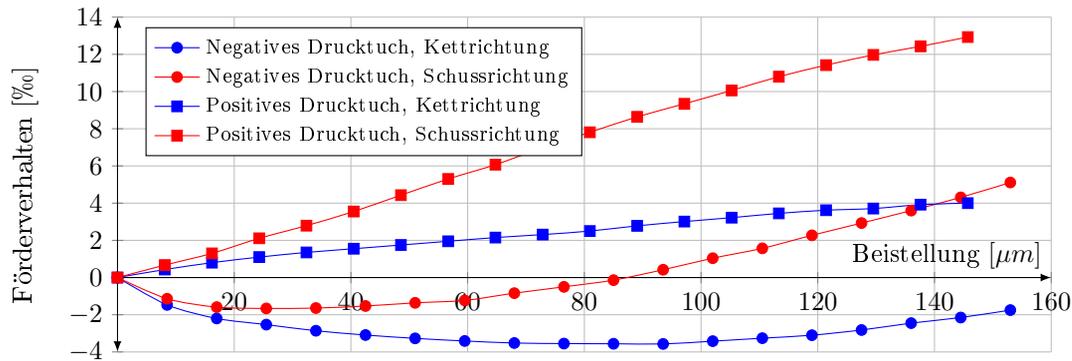


Abbildung 8.11: Am Abrolldemonstrator gewonnene Kennlinien des Förderverhaltens von zwei unterschiedlich fördernden Drucktüchern in Kett- und Schussrichtung

Weiteren wird nicht untersucht, inwiefern die Federkonstanten der Stabilisierungs- und der Festigkeitsschichten zu der experimentell festgestellten Neigung des Förderverhaltens einzeln beitragen.

8.4 Luftpolsterschicht und ihr Einfluss

Kompressible Drucktücher enthalten eine oder mehrere Luftpolsterschichten, die dem Drucktuch höhere Zusammendrückbarkeit verleihen und den Großteil der im Druckspalt entstandenen Radialdeformationen aufnehmen (Abb. 8.12), sodass die auf die Deckschicht wirkenden Radialkräfte reduziert und gleichmäßiger verteilt werden. Durch die Volumenabnahme der Luftpolsterschichten wird die Wulstbildung in den Ein- und Auslaufzonen ausgeschlossen und der Radius des Schmiegekreises vergrößert, infolgedessen wird die Deckschicht insgesamt weniger beansprucht. Die Luftpolsterschichten werden aus verschiedenen NBR-Mischungen im Hohlkugleinbett- oder Blähverfahren hergestellt und mit benachbarten Stabilisierungs- und Festigkeitsschichten mithilfe eines Haftgummis im Vulkanisationsprozess verbunden.

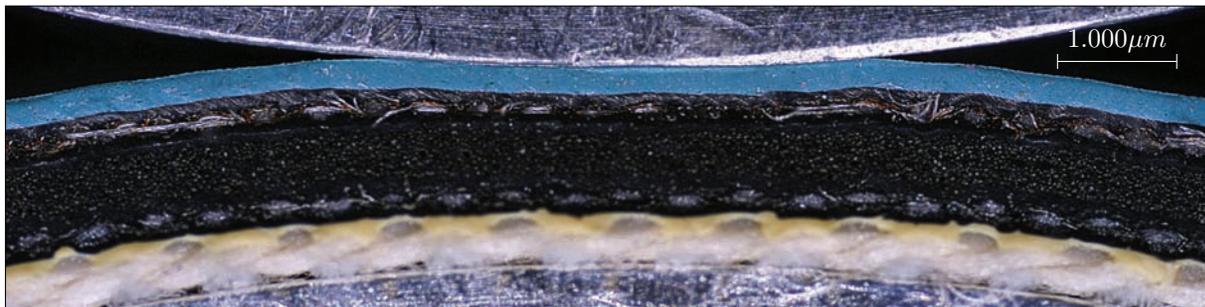


Abbildung 8.12: Mikroaufnahme des Querschnitts eines Luftpolsterdrucktuches im Druckspalt mit kleiner Deformation der Deckschicht und großer Deformation der restlichen Aufbausichten

Infolge der geringen Schichtstärke und des starken Stoffschlusses mit den benachbarten Aufbausichten kann die Luftpolster- von den anderen Schichten nicht zerstörungsfrei getrennt werden, sodass die Ermittlung des Kompressionsmoduls und der Federkonstante der Luftpolsterschichten trotz des erheblichen Einflusses auf das Förderverhalten nicht durchgeführt wird. Bei der Messung der Querdehnung und der Längsstauchung infolge einer uniaxialen Beanspruchung zur Abschätzung der Kompressibilität und der Federkonstante der Luftpolsterschicht werden keine wiederholbaren Ergebnisse erreicht. Auf eine Klassifizierung der Luftpolsterschichten nach der Kompressibilität durch eine visuellen Schätzmethode anhand der Mikroaufnahmen wird infolge der nicht intuitiven Zusammenhänge verzichtet.

8.4.1 Bläh- und Mikrosphärenverfahren

Die Luftpolsterschichten werden im Wesentlichen im Blähverfahren, im Mikrosphärenverfahren oder im Salzauswaschverfahren hergestellt, wobei das letzte Verfahren an Bedeutung verliert. Aus Wettbewerbsgründen werden die Herstellungsprozesse nicht im Detail beschrieben, sondern es werden nur für das Förderverhalten wichtige Aspekte abgehandelt. Grundsätzlich werden bei jedem Herstellungsverfahren lufthaltige Hohlräume in einer Gummimischung während der Vulkanisation mithilfe eines Blähmittels oder einer Mikrokugel erzeugt, wodurch aus einer Vollgummischicht eine Luftpolsterschicht entsteht.

Beim Blähverfahren wird ein Treibmittel in die Elastomermischung eingebracht, das während der Vulkanisation zerfällt und Gas innerhalb der treibmittelhaltigen Elastomerschicht freisetzt. Durch die Aufblähung bilden sich in der Gummischicht relativ große geschlossene Hohlräume mit Überdruck aus, die ungleichmässig verteilt sind und meistens aus mehreren einzelnen Luftblasen bestehen (Abb. 8.13).

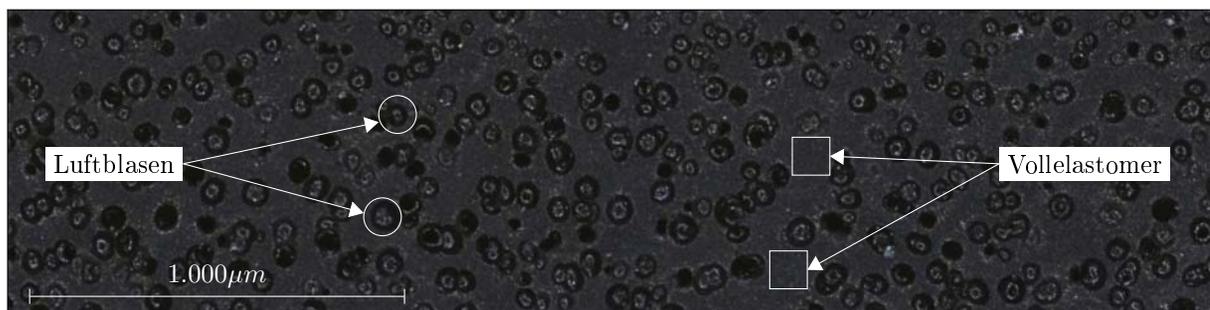


Abbildung 8.13: Mikroaufnahme einer im Blähverfahren hergestellten Luftpolsterschicht

Der Luftanteil in diesen Luftpolsterschichten ist relativ klein und die geschlossenen Hohlräume sind mit Überdruck gefüllt, sodass die Blähschichten eine insgesamt geringere Zusammendruckbarkeit aufweisen. Dadurch erfahren diese Luftpolsterschichten bei einer Radialstauchung eine größere Tangentialdehnung, aufgrund dessen sind die auf die Stabilisierungs- und Festigkeitsschicht übertragenen Scherkräfte größer.

Beim Mikrosphärenverfahren werden in die Elastomermischung thermoplastische Mikrosphären in Form von Hohlkugeln eingebracht, die sich im Vulkanisationsprozess ohne Volumenänderung auflösen und dadurch geschlossene Hohlräume bilden. Diese Luftpolsterschichten enthalten relativ kleine, zusammenpressbare Mikrozellen, die in der Schicht vereinzelt gebildet und gleichmäßiger verteilt sind (Abb. 8.14).

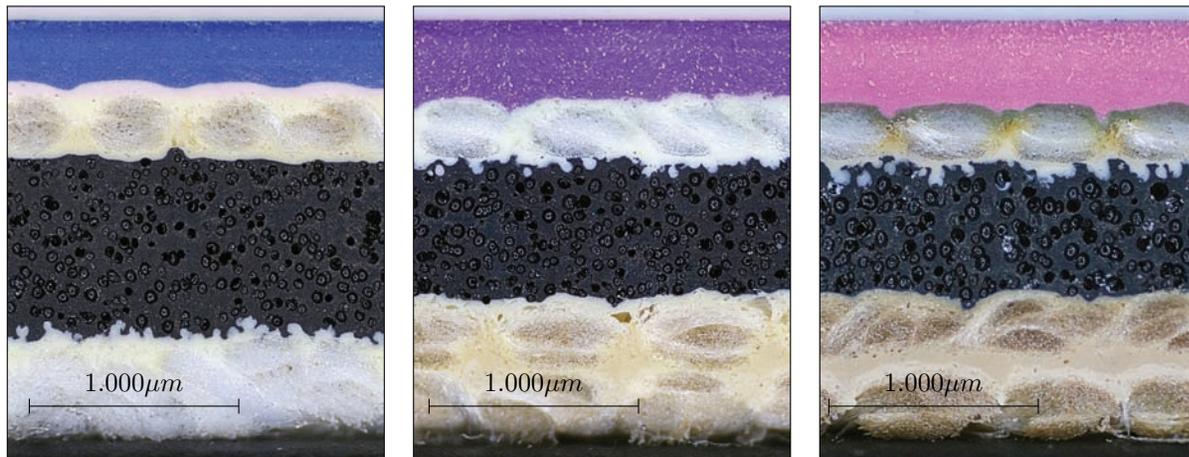


Abbildung 8.14: Mikroaufnahme einer auf Mikrosphären basierenden Luftpolsterschicht

Bei diesen auf Mikrosphärentechnologie basierenden Luftpolsterschichten ist der Luftanteil relativ groß und die Hohlräume sind mit geringerem Überdruck gefüllt, infolgedessen weisen sie eine höhere Zusammenpressbarkeit auf. Bei einer Radialstauchung erfahren sie dadurch eine kleinere Tangentialdehnung, sodass die auf die Stabilisierungs- und Festigkeitsschicht übertragenen Scherkräfte kleiner sind.

8.4.2 Einfluss der Luftpolsterschicht

Die Luftpolsterschichten enthalten verschiedene Luftanteile (vgl. Abb. 8.15a, 8.15b und 8.15c) und weisen unterschiedliche kompressible Eigenschaften auf. Diese Schichten werden aus verschiedenen Kautschukmischungen hergestellt, aufgrund dessen weisen sie auch unterschiedliche elastische Eigenschaften auf. Außerdem werden die kompressiblen Schichten in verschiedenen Stärken hergestellt (vgl. Abb. 8.15a und 8.15b), wodurch ihre Eigenschaften zusätzlich beeinflusst werden. Auch innerhalb einer Produktionscharge findet eine Schwankung der Kompressibilität und der Elastizität sowie der Schichtstärke statt, sodass die kompressiblen und elastomechanischen Eigenschaften der Luftpolsterschichten wesentlich schwanken.



(a) Kleinerer Luftanteil
größere Schichtstärke

(b) Mittlerer Luftanteil
mittlere Schichtstärke

(c) Größerer Luftanteil
mittlere Schichtstärke

Abbildung 8.15: Mikroaufnahmen von drei Drucktüchern mit unterschiedlichen Luftanteilen und verschiedenen Stärken der im Blähverfahren hergestellten Luftpolsterschichten

Um den Einfluss der Eigenschaften der Luftpolsterschicht auf die Fördereigenschaften von Drucktüchern zu ermitteln, werden die Stärken der Luftpolsterschichten wie in Kapitel 5.1.2 auf der Seite 73 beschrieben ermittelt. Dabei wird festgestellt, dass die Stärken der Luftpolsterschichten aller untersuchten Drucktücher in einem Stärkebereich von 200 bis 900µm schwanken (Abb. 8.16). Anhand der Mikroaufnahmen werden die Luftpolsterschichten nach dem Produktionsverfahren in Blähschichten und Mikrosphärenschichten klassifiziert (Abb. 8.17). Des Weiteren wird visuell festgestellt, dass die Luftpolsterschichten einer Klasse unterschiedliche Luftanteile enthalten sowie dass manche Drucktuchmodelle eine zusätzliche Mikrosphärenschicht zwischen der Deck- und der Stabilisierungsschicht enthalten (Abb. 8.8b).

Mit steigender Stärke einer Elastomerschicht nimmt ihre Federkonstante ab, sodass sie größere Deformation bei gleicher Kraft erfährt. Bei Drucktüchern nehmen dadurch die Luftpolsterschichten mehr Radialdeformation auf, aufgrund dessen wird die Deckschicht weniger radial zusammengepresst und erfährt eine kleinere Längenänderung. Eine direkte Abhängigkeit des Förderverhaltens von Drucktüchern von der Stärke der Luftpolsterschicht geht aus den durchgeführten Ermittlungen nicht hervor (Abb. 8.16). Zum einen liegt es daran, dass die Luftpolsterschichten nicht aus dem gleichen Werkstoff hergestellt werden, und zum anderen, dass sie verschiedene Luftanteile enthalten, sodass sie weder gleiche elastische noch gleiche kompressible Eigenschaften aufweisen. Im untersuchten Beistellungsbereich ist die Stärke der Luftpolsterschicht für das Förderverhalten von Drucktüchern von untergeordneter Bedeutung.

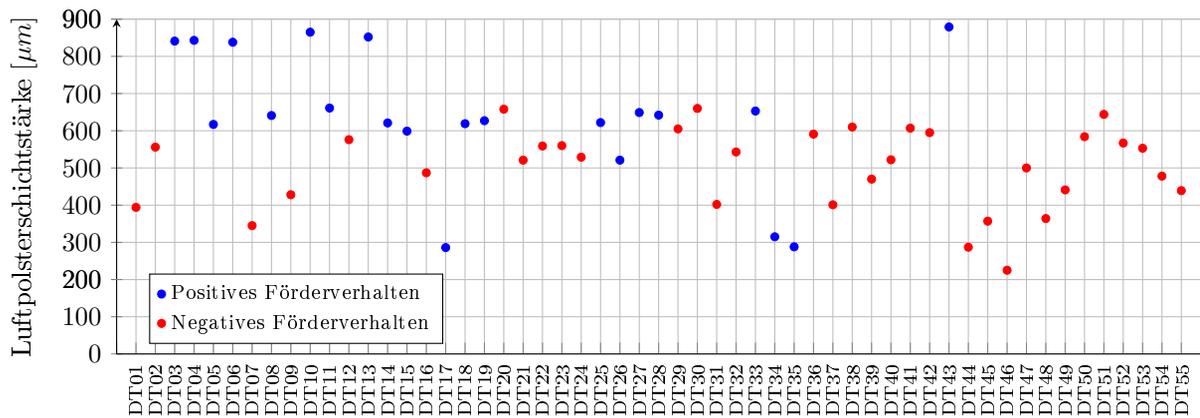


Abbildung 8.16: Ermittelte Stärken der Luftpolsterschichten aller Drucktücher

Mit steigendem Luftanteil und sinkendem Luftdruck in Luftblasen nimmt die Kompressibilität einer Elastomerschicht zu, sodass sie bei der einachsigen Zusammenpressung weniger ausweicht. Bei der Radialstauchung erfahren kompressiblere Luftpolsterschichten eine kleinere Tangentialdehnung, die bei Drucktüchern auf die Stabilisierungsschicht und von dort auf die Deckschicht übertragen wird. In den Ermittlungen wird eine Abhängigkeit des Förderverhaltens von Drucktüchern von der Art der Luftpolsterschicht festgestellt (Abb. 8.17), die auf die Kompressibilität zurückzuführen ist. Die Drucktücher mit den im Bläheverfahren hergestellten Luftpolsterschichten weisen meistens ein positives Förderverhalten auf.

Ein negatives Förderverhalten weisen grundsätzlich Drucktücher mit den im Mikrosphärenverfahren hergestellten Luftpolsterschichten auf sowie alle Drucktücher, die unter der Deckschicht eine zusätzliche Mikrosphärenschicht enthalten. Durch die kleine Federkonstante und große Kompressibilität dieser dazwischenliegenden Mikrosphärenschichten, nehmen sie den Großteil der Radialdeformation auf und weichen dabei wenig tangential aus, infolgedessen sinkt die Gesamtbeanspruchung der Deckschicht und das Drucktuch fördert negativer. Die Kompressibilität der Luftpolsterschicht hängt vom Produktionsverfahren erheblich ab, das somit für das Förderverhalten von Drucktüchern von maßgebender Bedeutung ist.

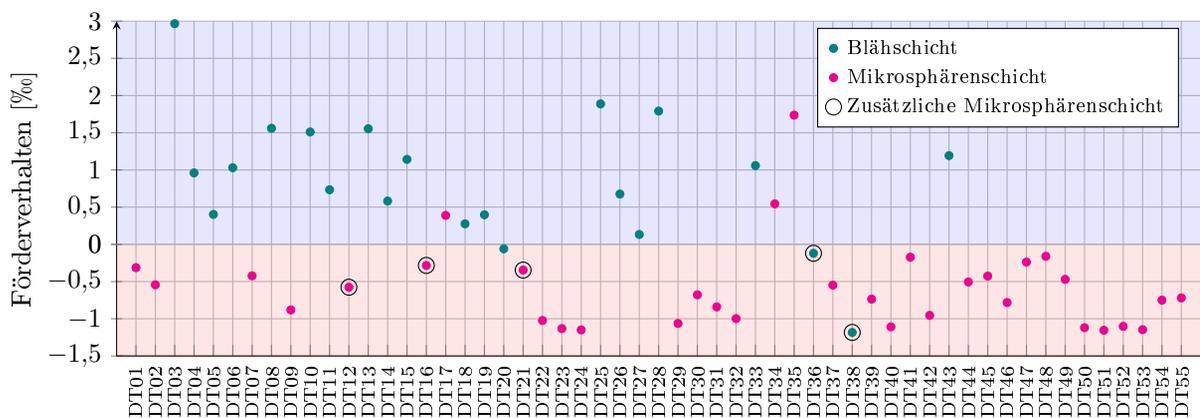


Abbildung 8.17: Einfluss der Art der Luftpolsterschicht auf das Förderverhalten

Die Luftpolsterschicht ist mit der Deckschicht über die Stabilisierungsschicht materialschlüssig verbunden, sodass die infolge der Tangentialdehnung der Luftpolsterschicht entstandenen und auf die Deckschicht übertragenen Scherkräfte, die eine zusätzliche Längenänderung der Deckschicht hervorrufen, von der Federkonstante der Stabilisierungsschicht abhängen. Bei größeren Zylinderbeistellungen (über $100\mu\text{m}$) weisen alle Drucktücher mit Blähschichten ein positives Förderverhalten auf, das infolge der großen

Tangentialdehnung der Luftpolsterschicht und kleiner Federkonstante der Stabilisierungsschichten entsteht. Bei Mikrosphärensichten sind die hervorgerufenen Tangentialdehnungen der Luftpolsterschicht geringer, sodass die Drucktücher mit Mikrosphärensichten und Stabilisierungsschichten mit größeren Federkonstanten auch bei größeren Zylinderbeistellungen ein negatives Förderverhalten bewahren.

8.5 Ergebnisse der Abrollversuche mit Drucktüchern

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden die Fördereigenschaften von 55 unterschiedlichen Drucktüchern bei verschiedenen Drehgeschwindigkeiten am Abrollprüfstand experimentell ermittelt (Kapitel 5.3, Seite 80). Für die quantitative Beschreibung der Fördereigenschaften von Drucktüchern wird das Förderverhalten bei der Zylinderbeistellung von $100\mu\text{m}$ (Referenzpunkt) bei der Drehfrequenz von 9Hz ermittelt und dem jeweiligen Drucktuch zugewiesen. Aus den Messergebnissen geht hervor, dass das Förderverhalten β der untersuchten Drucktücher im Referenzpunkt in einem Bereich von $-1,5\text{‰}$ bis 3‰ liegt (Abb. 8.18) sowie dass der Fördertrend $\Delta\beta$ zwischen $-0,006\frac{\text{‰}}{\mu\text{m}}$ und $0,026\frac{\text{‰}}{\mu\text{m}}$ beträgt (Abb. 8.19).

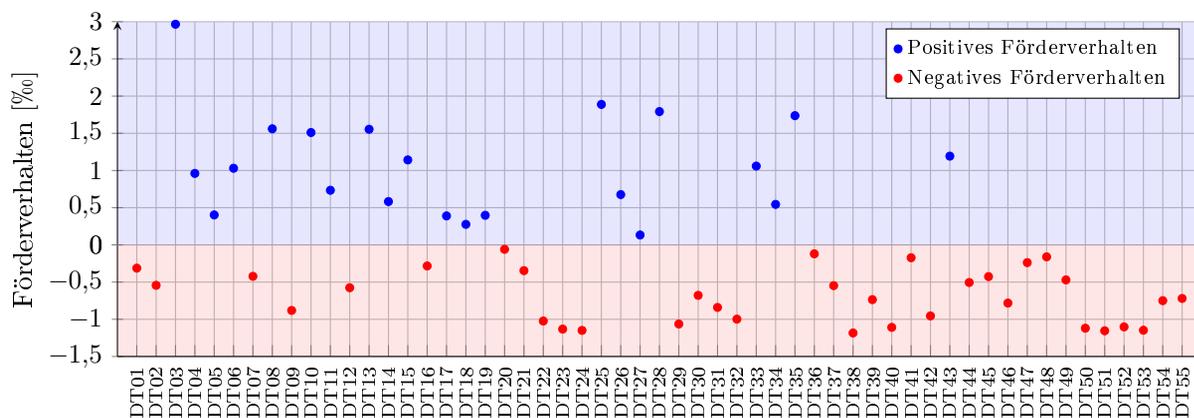


Abbildung 8.18: Experimentelles Förderverhalten von 55 Drucktüchern im Referenzpunkt

Der eingeführte Fördertrend beschreibt das Förderverhalten eines Zylinderbezuges näher und gibt Auskunft über die Entwicklung der Kennlinie des Förderverhaltens bei steigender Zylinderbeistellung, die sowohl progressiv oder degressiv als auch steigend oder fallend sein kann. Der Fördertrend stellt eine weitere Eigenschaft der Zylinderbezüge in Bezug auf Fördereigenschaften dar, die bei Zylinderbezügen, die bei steigender Beistellung das Vorzeichen des Förderverhaltens wechseln, von großer Bedeutung ist.

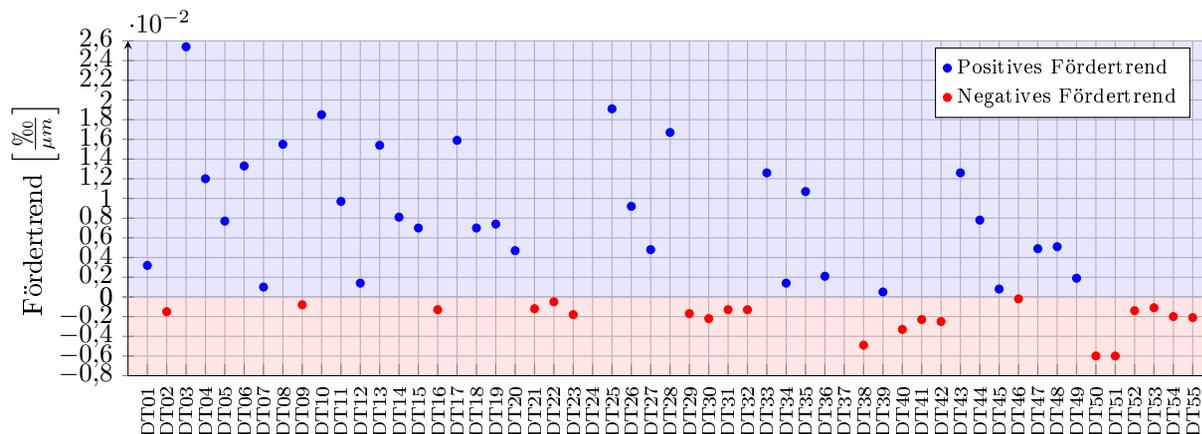


Abbildung 8.19: Experimentelles Fördertrend von 55 Drucktüchern im Referenzpunkt

Im Referenzpunkt weisen die Drucktücher DT41 und DT48 (Abb. 8.21 und 8.23) ein ähnliches För-

derverhalten $\beta_{DT41} = -0,1727\%$ und $\beta_{DT48} = -0,161\%$, aber einen unterschiedlichen Fördertrend $\Delta\beta_{DT41} = -0,0023 \frac{\%}{\mu m}$ und $\Delta\beta_{DT48} = 0,0051 \frac{\%}{\mu m}$ auf, sodass das Förderverhalten vom Drucktuch DT41 bei steigender Beistellung sinkt und vom DT48 steigt. Die Drucktücher DT17 und DT34 (Abb. 8.24 und 8.26) weisen ein ähnliches Förderverhalten $\beta_{DT17} = 0,3892\%$ und $\beta_{DT34} = 0,5441\%$ auf, durch progressive Kurvensteigung weist das Drucktuch DT17 jedoch einen elfach größeren Fördertrend $\Delta\beta_{DT17} = 0,0159 \frac{\%}{\mu m}$ auf als das DT34 mit degressiven steigendem Förderverhalten $\Delta\beta_{DT34} = 0,0014 \frac{\%}{\mu m}$.

Abhängig vom Verlauf der Kennlinie des Förderverhaltens sowie vom Förderverhalten β und dem Fördertrend $\Delta\beta$ im Referenzpunkt, können die 55 untersuchten Drucktücher in 6 Typen klassifiziert werden (Abb. 8.20). Die Klassifikation erfolgt durch die Einteilungen von Drucktüchern anhand der experimentell gewonnenen Förderkennlinien ohne klare Differenzierung zwischen den benachbarten Klassen, sodass eine Überschneidung der Typen $A \leftrightarrow B$, $C \leftrightarrow D$ und $E \leftrightarrow F$ stattfinden kann. Dadurch können die Drucktücher mit grenznah liegenden Förderkennlinien bei der Klassenzuordnung sowohl in gleiche als auch in unterschiedliche Klassen eingeteilt werden (besonders $A \leftrightarrow B$, $C \leftrightarrow D$ und $E \leftrightarrow F$).

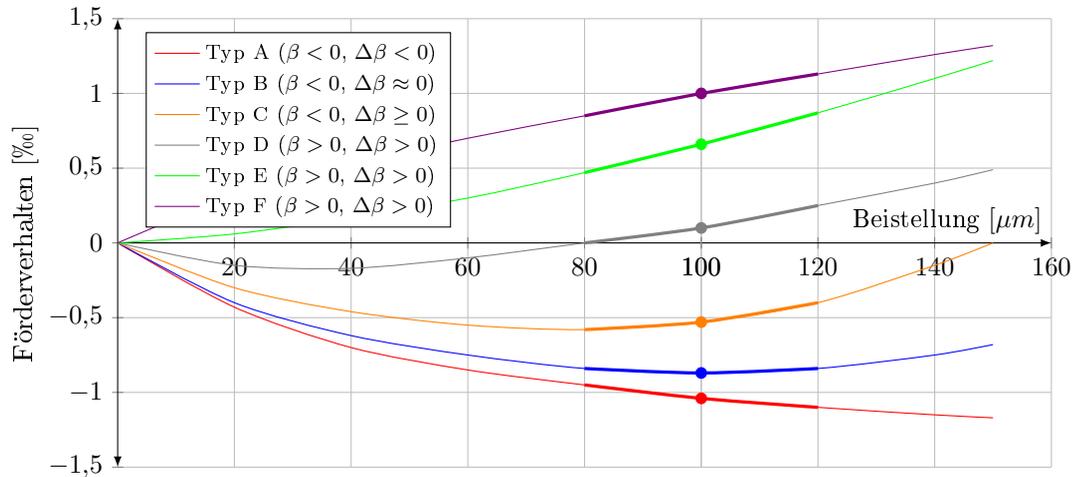


Abbildung 8.20: Verschiedene Typen von Fördereigenschaften von Drucktüchern

Den Typ A bilden alle Drucktücher, die ein negatives Förderverhalten $\beta < 0$ mit dem negativen Fördertrend $\Delta\beta < 0$ im untersuchten Beistellungsbereich ausweisen (Abb. 8.21) und eine negative Tendenz über den Referenzpunkt hinaus beibehalten. Den Typ B bilden die Drucktücher, die im Referenzpunkt ($s = 100 \mu m$) ein negatives Förderverhalten $\beta < 0$ aufweisen, mit dem Fördertrend, der in einem größeren Beistellungsbereich neutral, negativ oder leicht positiv sein kann $\Delta\beta \approx 0$ (Abb. 8.22). Zum Typ C gehören alle Drucktücher, die ein negatives Förderverhalten $\beta < 0$ mit dem neutralen oder positiven Fördertrend $\Delta\beta \geq 0$ aufweisen, der über den Referenzpunkt hinaus positiver wird (Abb. 8.23). Der Typ D besteht aus den Drucktüchern, die im Referenzpunkt ein positives Förderverhalten $\beta > 0$ aufweisen, mit dem positiven Fördertrend $\Delta\beta > 0$, der bei relativ kleiner Zylinderbeistellung das Vorzeichen wechselt (Abb. 8.24). Die Typen E und F bilden alle Drucktücher mit dem positiven Förderverhalten $\beta > 0$ und positiven Fördertrend $\Delta\beta > 0$, wobei die Drucktücher des Typs E eine progressive (Abb. 8.25) und die Drucktücher des Typs F eine degressive (Abb. 8.26) Steigung der Kennlinie des Förderverhaltens aufweisen.

Die Drucktücher der Typen A, B und teilweise C können als negativ fördernde $\beta < 0$ und die Drucktücher der Typen E, F und teilweise D als positiv fördernde $\beta > 0$ Drucktücher qualifiziert werden. Ein neutrales Förderverhalten $\beta = 0$ in einem breiteren Beistellungsbereich weist kein Drucktuch auf, jedoch wird es bei den Drucktüchern des Typs D und teilweise C im Punkt des Vorzeichenwechsels festgestellt.

8.5. Ergebnisse der Abrollversuche mit Drucktüchern

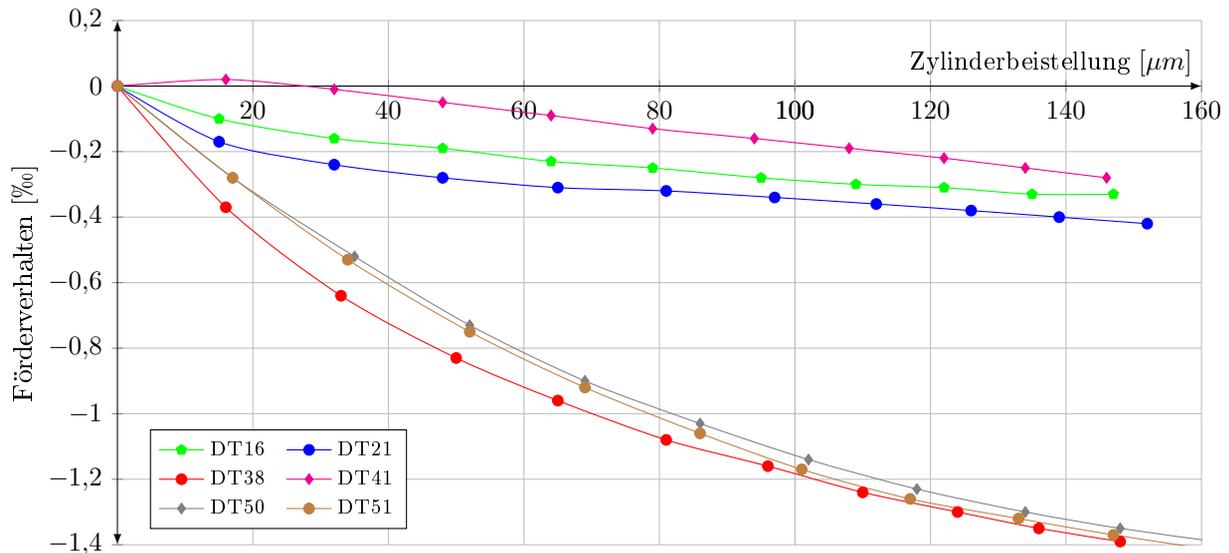


Abbildung 8.21: Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 6 Drucktüchern des Typs A

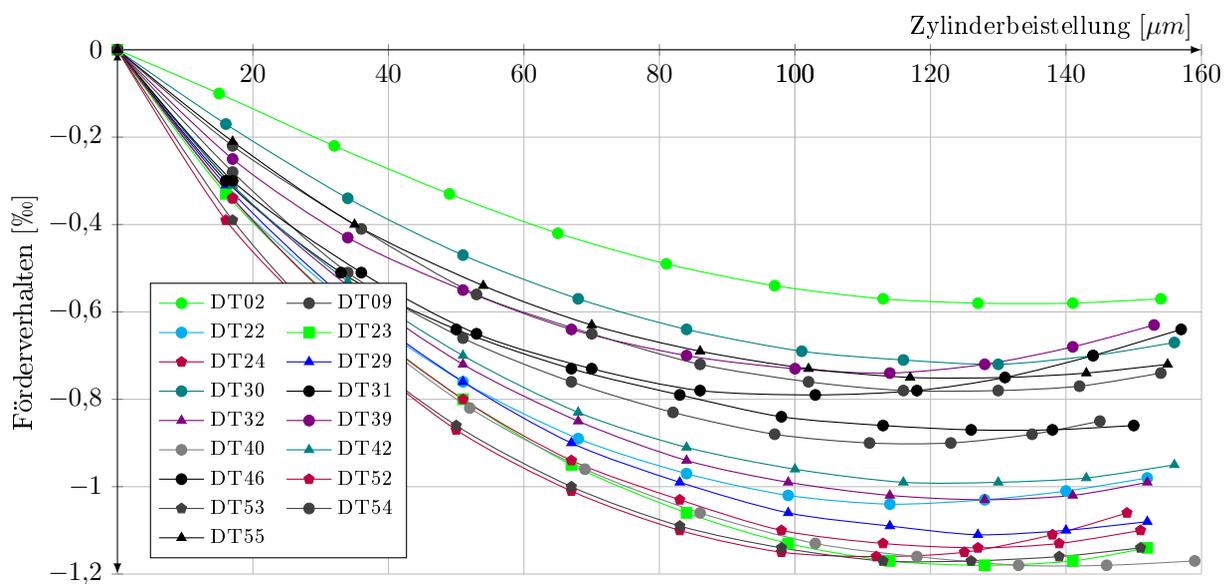


Abbildung 8.22: Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 17 Drucktüchern des Typs B

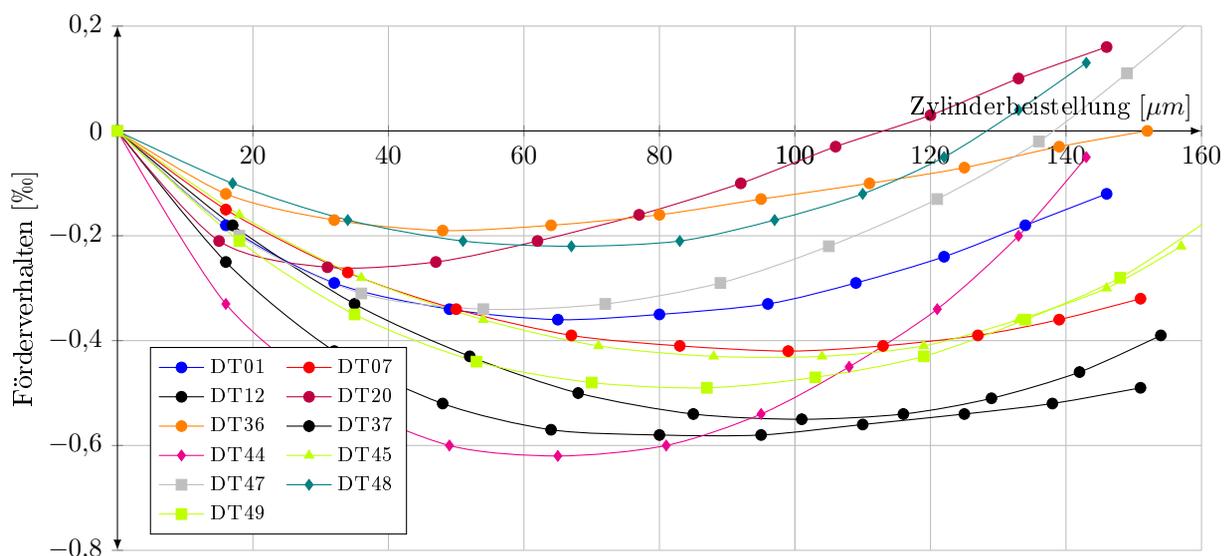


Abbildung 8.23: Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 11 Drucktüchern des Typs C

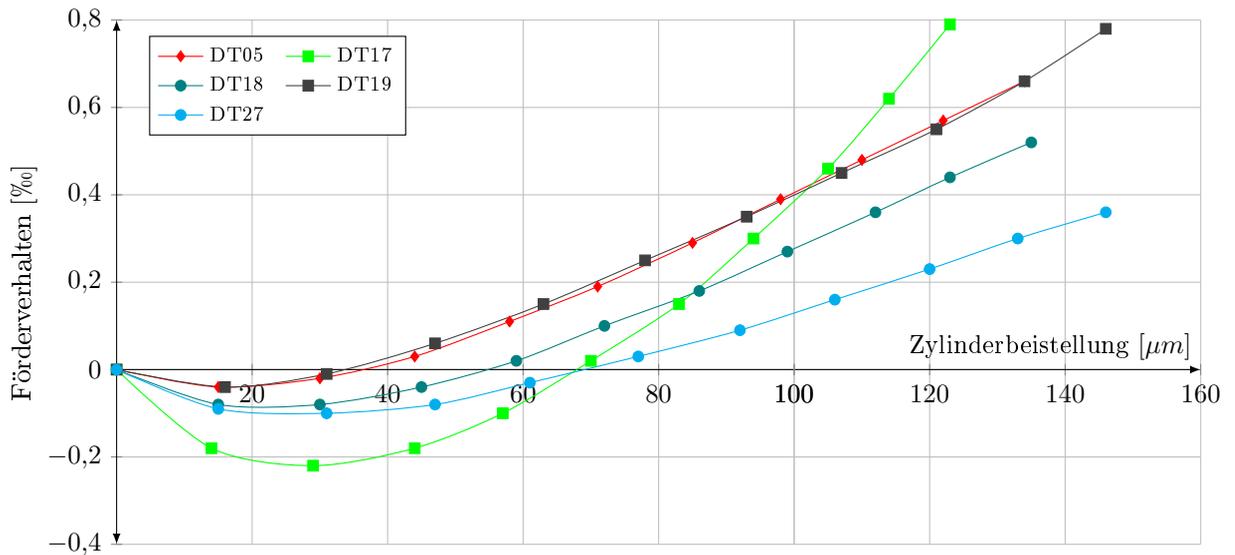


Abbildung 8.24: Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 5 Drucktüchern des Typs D

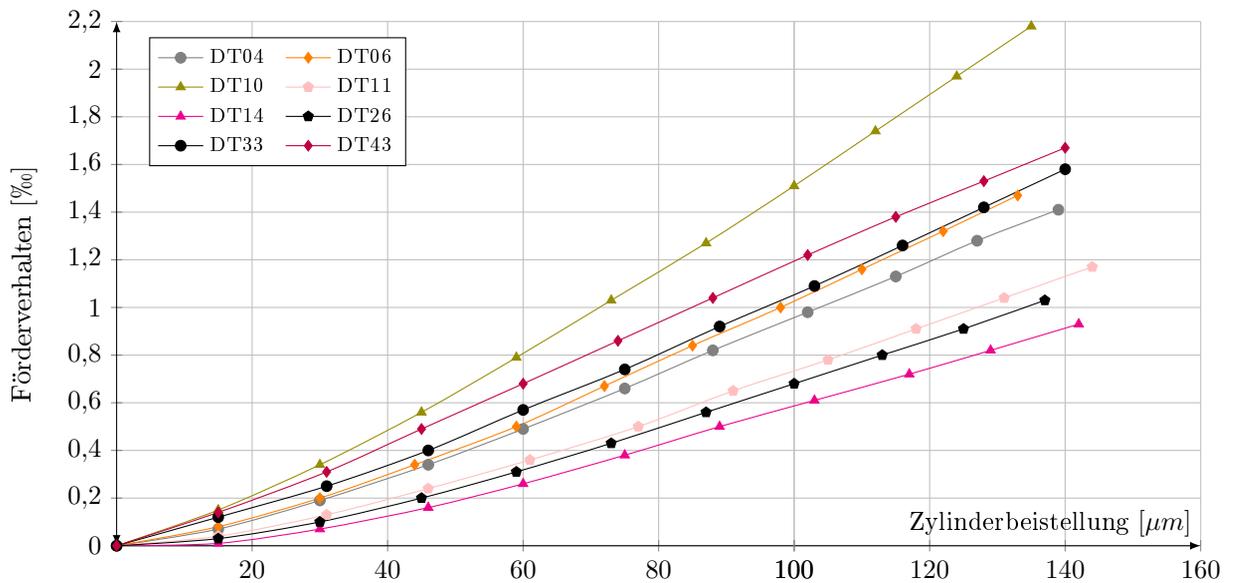


Abbildung 8.25: Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 8 Drucktüchern des Typs E

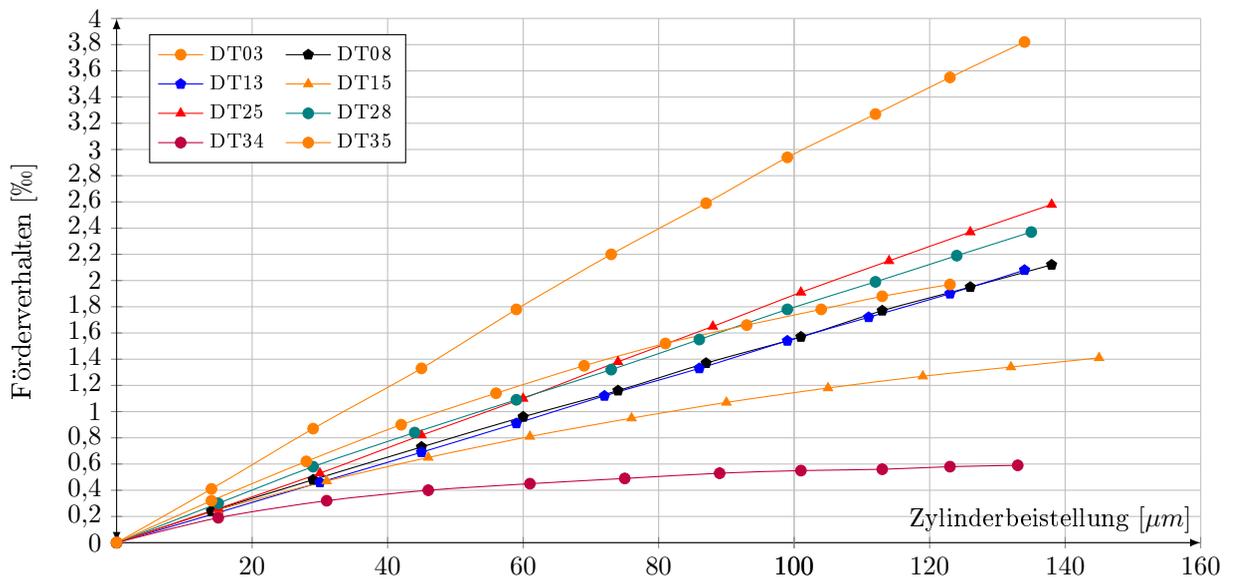


Abbildung 8.26: Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 8 Drucktüchern des Typs F

Kapitel 9

Bildung der empirischen Modelle

Bei der Bildung der empirischen Modelle der Fördereigenschaften mehrschichtiger Zylinderaufzüge wird anhand der theoretischen Ansätze und mithilfe der durch Modellexperimente gewonnenen Messergebnisse ein funktionaler Zusammenhang gebildet, der die Experimentaldaten annähernd reproduziert. Dieses abstrakte Modell basiert nicht auf theoretischen Prinzipien und physikalischen Gesetzen, sondern überprüft die vorgestellten Hypothesen und stellt eine Grundlage zur Modellierung des Förderverhaltens dar.

Infolge des komplexen Zusammenwirkens vieler auf das Förderverhalten wirkender Einflussfaktoren bietet das experimentelle Modell keine Vollständigkeit der Abbildung des realen Förderverhaltens, sondern wird zur Erkenntnisgewinnung ohne explizit bekannte Zusammenhänge im Druckspalt gebildet. Mit dem Modell werden wesentliche Einflussfaktoren identifiziert und es wird zum Verständnis von Relationen und Strukturen auf für die Fördereigenschaften bedeutsame Gesetzmäßigkeiten hingedeutet.

Die realen Kenntnisse zum Förderverhalten sind auf die experimentell gewonnenen Messergebnisse beschränkt, sodass das aufgestellte Modell abschließend validiert wird, indem die Modellergebnisse mit den Messergebnissen in Korrelation gebracht werden. Dabei werden die aufgestellten Modellgleichungen um entsprechende Funktion erweitert, mit der die Fördereigenschaften von Zylinderbezügen bei steigender Zylinderbeistellung abgebildet werden. Eine allgemeine Gültigkeit der Modellergebnisse besteht nicht, sondern sie gelten ausschließlich für die in der Arbeit beschriebenen Untersuchungsbedingungen.

Da einige für das Förderverhalten maßgebende Eigenschaften der Zylinderaufzüge als unabhängige Variablen nicht ermittelt werden können, gehen Annäherungswerte des Förderverhaltens als abhängige Variablen aus dem Modell hervor. Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die experimentelle Ermittlung der Fördereigenschaften, sodass auf eine tiefere mathematische oder FE-Modellierung verzichtet wird.

Im ermittelten Drehfrequenzbereich von 1 bis 9 Hz weisen die Fördereigenschaften der untersuchten Zylinderbezüge keine systematische Abhängigkeit von der Drehgeschwindigkeit auf, sodass die Drehfrequenz bei der Modellierung nicht berücksichtigt wird. Da die Reibungszahl der Zylinderbezüge nicht systematisch variiert werden konnte, wurde der Einfluss der Reibungskräfte auf die Fördereigenschaften nicht systematisch untersucht, sodass die Reibungszahl bei der Modellbildung nicht eingesetzt wird. Eine Abhängigkeit des Förderverhaltens der untersuchten Zylinderbezüge von der Temperatur der Zylinderbezugsoberfläche im Temperaturbereich von 28 bis 35°C geht aus den experimentellen Abrollversuchen nicht hervor, sodass die Temperatur bei der Modellierung nicht berücksichtigt wird. Trotz des festgestellten Einflusses sind bei der Modellbildung keine geometrischen Zusammenhänge berücksichtigt.

9.1 Modellbildung des Förderverhaltens von Flexodruckplatten

Zuerst wird ein empirisches Grundmodell gebildet, das die Fördereigenschaften von Flexodruckplatten im Referenzpunkt annähernd wiedergibt. Hierfür werden die experimentell ermittelten Materialeigenschaften der Flexodruckplatten (Tabelle 7.1, Seite 128) und der Klischeeklebebänder (Tabelle 7.3, Seite 129) sowie physikalische Zusammenhänge der modellbildenden Elemente zusammengefasst (Tabelle 9.1) und von den linearen Zusammenhängen der unabhängigen Variablen ausgehend in das Modell eingesetzt.

	h_{fp} [μm]		Weiches KB $S_{ku} = 44$ [SH]		Mittelweiches KB $S_{ku} = 47$ [SH]		Mittelhartes KB $S_{ku} = 51$ [SH]		Hartes KB $S_{ku} = 58$ [SH]	
			D_N	β	D_N	β	D_N	β	D_N	β
			[$\frac{N}{\mu m}$]	[‰]	[$\frac{N}{\mu m}$]	[‰]	[$\frac{N}{\mu m}$]	[‰]	[$\frac{N}{\mu m}$]	[‰]
FP01	1140	77	0,78	-4,26	0,92	-3,94	1,23	-3,39	1,80	-2,18
FP02	1700	62	0,71	-1,81	0,81	-1,42	1,14	1,52	1,72	4,53
FP03	2540	49	0,71	2,26	0,88	2,75	1,15	7,23	1,63	10,51
FP04	2840	35	0,63	5,06	0,77	6,70	0,99	9,92	1,36	12,03
FP05	4700	29	0,55	7,37	0,60	11,20	0,65	11,72	0,67	13,04

Tabelle 9.1: Eigenschaften der untersuchten Flexodruckplatten und Klischeeklebebänder

Mit zunehmendem Verhältnis $\frac{D_{ub}}{D_{ob}}$ der elastischen Eigenschaften des Unterbaus D_{ub} und des Oberbaus D_{ob} wird das Förderverhalten eines mehrschichtigen Zylinderbezuges positiver (Kapitel 6.5.1, Seite 117). Als Maß der Elastizität werden die Shore-A Härten der Flexodruckplatten S_{fp} und der Doppelklebebänder S_{ku} bei der Modellbildung in das Verhältnis gesetzt und dadurch wird ein Grundmodell gebildet:

$$\beta_m = \frac{S_{ku}}{S_{fp}} \quad (9.1)$$

Die Modellergebnisse β_m werden mit den Messergebnissen β in Korrelation gebracht und zur grafischen Veranschaulichung im kartesischen Koordinatensystem vorgestellt (Abb. 9.1). Aus den resultierenden Korrelationspunkten ergibt sich eine Regressionslinie mit dem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,8759$.

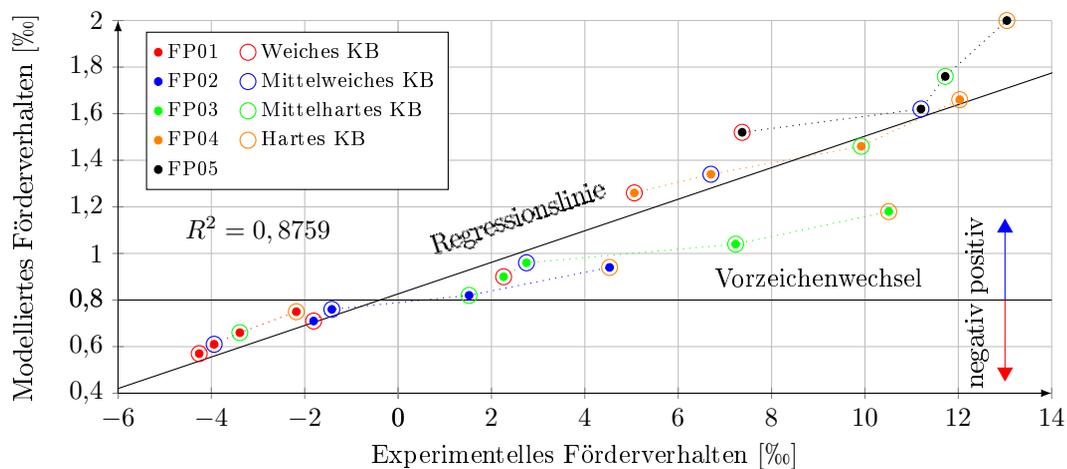


Abbildung 9.1: Streudiagramm der numerischen Modellergebnisse und experimentellen Messergebnissen der Fördereigenschaften von allen untersuchten Flexodruckplatten

Die Modellergebnisse stimmen relativ mit den Messergebnissen überein, absolut betrachtet weichen sie voneinander ab. Wenn die Modellergebnisse mit einer Schwelle bei 0,8‰ in zwei Bereiche geteilt werden, stimmen die negativen Messergebnisse $\beta < 0$ mit den darunterliegenden Modellergebnissen $\beta_m < 0,8$ und die positiven Messergebnisse $\beta > 0$ mit den darüberliegenden Modellergebnissen $\beta_m > 0,8$ überein.

9.1. Modellbildung des Förderverhaltens von Flexodruckplatten

Nach der Differenzierung $\beta_m - 0,8$ ergibt sich eine vollkommene Übereinstimmung der Korrelationspunkte hinsichtlich des Vorzeichens und das aufgestellte Modell kann als ein Klassifikationsmodell dienen.

Aus dem Grundmodell (Gl. 9.1) wird ein brauchbares Kalibrationsmodell gebildet, indem das Klassifikationsmodell zusätzlich mit einem Kalibrierungsfaktor k multipliziert wird, der die Steigung der Regressionsgerade auf 1 stellt und die Modell- an die Messergebnisse anpasst $\frac{\beta'_m}{\beta} \approx 1$ ohne die Anpassungsgüte R^2 zu ändern. Durch die Erweiterung des Grundmodelles β_m mit dem Schwellenwert $p = -0,8$ und mit dem Kalibrierungsfaktor $k = 15$ wird ein maßstabsgetreues Modell $\beta'_m = k(\beta_m + p)$ gebildet:

$$\beta'_m = 15 \left(\frac{S_{ku}}{S_{fp}} - 0,8 \right) \quad (9.2)$$

Die Parameter k und p ersetzen alle nicht berücksichtigten Einflüsse und vernachlässigten Eigenschaften des Abrollprüfstandes und der Zylinderbezüge und werden mit der Methode der kleinsten Quadrate so bestimmt, dass β'_m und β kleinste Modellabweichungen $\Delta\beta'_m = \beta'_m - \beta$ ergeben (Tabelle 9.2). In der Realität sind diese Parameter weder konstant noch linear, wobei sich der Faktor k mehr auf die Zylinderbeistellung und die Konstante p auf die Fördereigenschaften vom Zylinderbezug bezieht.

	Weiches KB			Mittelweiches KB			Mittelhartes KB			Hartes KB		
	β [%o]	β'_m [%o]	$\Delta\beta'_m$ [%o]	β [%o]	β_m [%o]	$\Delta\beta'_m$ [%o]	β [%o]	β_m [%o]	$\Delta\beta'_m$ [%o]	β [%o]	β_m [%o]	$\Delta\beta'_m$ [%o]
FP01	-4,26	-3,43	0,83	-3,94	-2,84	1,09	-3,39	-2,06	1,33	-2,18	-0,70	1,48
FP02	-1,81	-1,35	0,46	-1,42	-0,63	0,79	1,52	0,34	-1,18	4,53	2,03	-2,50
FP03	2,26	1,47	-0,79	2,75	2,39	-0,37	7,23	3,61	-3,62	10,51	5,76	-4,75
FP04	5,06	6,86	1,80	6,70	8,14	1,44	9,92	9,86	-0,06	12,03	12,86	0,83
FP05	7,37	10,76	3,39	11,20	12,31	1,11	11,72	14,38	2,66	13,04	18,00	4,96

Tabelle 9.2: Experimentelle und modellierte (Modell 9.2) Fördereigenschaften von Flexodruckplatten

Mit zunehmender Stärke der Flexodruckplatte sinkt ihre Federkonstante, sodass die Radial- und daraus folgende Tangentialdeformation der Reliefschicht im Druckspalt steigt, aufgrund dessen wird das Förderverhalten der Flexodruckplatte positiver (Kapitel 6.5.1, Seite 117). Die elastischen Eigenschaften der Doppelklebebänder S_{ku} werden mit dem Produkt der Federkonstante des gesamten Zylinderbezuges D_N (Kapitel 5.2.2, Seite 79) und der Stärke der Flexodruckplatte h_{fp} ersetzt und dadurch wird ein abschließendes Modell gebildet $\beta_{m,1} = D_N \frac{h_{fp}}{S_{fp}}$. Der Faktor $k = 0,177$ und die Konstante $p = -31$ werden erneut definiert und nach der Erweiterung $\beta'_{m,1} = k(\beta_{m,1} + p)$ wird eine neue Modellgleichung aufgestellt:

$$\beta'_{m,1} = 0,177 \left(D_N \frac{h_{fp}}{S_{fp}} - 31 \right) \quad (9.3)$$

Die mit der Modellgleichung 9.3 errechneten $\beta'_{m,1}$ und die gemessenen β Ergebnisse stimmen in Bezug auf Vorzeichen überein und weisen relativ kleine absolute Modellfehler $\Delta\beta'_{m,1}$ auf (Tabelle 9.3).

	Weiches KB			Mittelweiches KB			Mittelhartes KB			Hartes KB		
	β [%o]	$\beta'_{m,1}$ [%o]	$\Delta\beta'_{m,1}$ [%o]	β [%o]	$\beta'_{m,1}$ [%o]	$\Delta\beta'_{m,1}$ [%o]	β [%o]	$\beta'_{m,1}$ [%o]	$\Delta\beta'_{m,1}$ [%o]	β [%o]	$\beta'_{m,1}$ [%o]	$\Delta\beta'_{m,1}$ [%o]
FP01	-4,26	-3,44	0,82	-3,94	-3,08	0,86	-3,39	-2,26	1,13	-2,18	-0,77	1,41
FP02	-1,81	-2,04	-0,23	-1,42	-1,56	-0,13	1,52	0,05	-1,47	4,53	2,86	-1,67
FP03	2,26	1,03	-1,23	2,75	2,59	-0,17	7,23	5,06	-2,16	10,51	9,47	-1,04
FP04	5,06	3,56	-1,49	6,70	5,57	-1,13	9,92	8,73	-1,19	12,03	14,05	2,01
FP05	7,37	10,29	2,92	11,20	11,72	0,53	11,72	13,16	1,44	13,04	13,73	0,69

Tabelle 9.3: Experimentelle und modellierte (Modell 9.3) Fördereigenschaften von Flexodruckplatten

Durch die Korrelation der Modell- und Messergebnisse (Abb. 9.2) ergibt sich eine neue Regressionslinie mit dem Bestimmtheitsmaß von $R^2 = 0,9462$, das ein Parameter für die Modellgüte darstellt. Da die Korrelationspunkte relativ nah zur Regressionslinie und weit von der Vorzeichenwechsellinie liegen, kann das aufgestellte Modell sowohl als Klassifikationsmodell als auch als Regressionsmodell dienen.

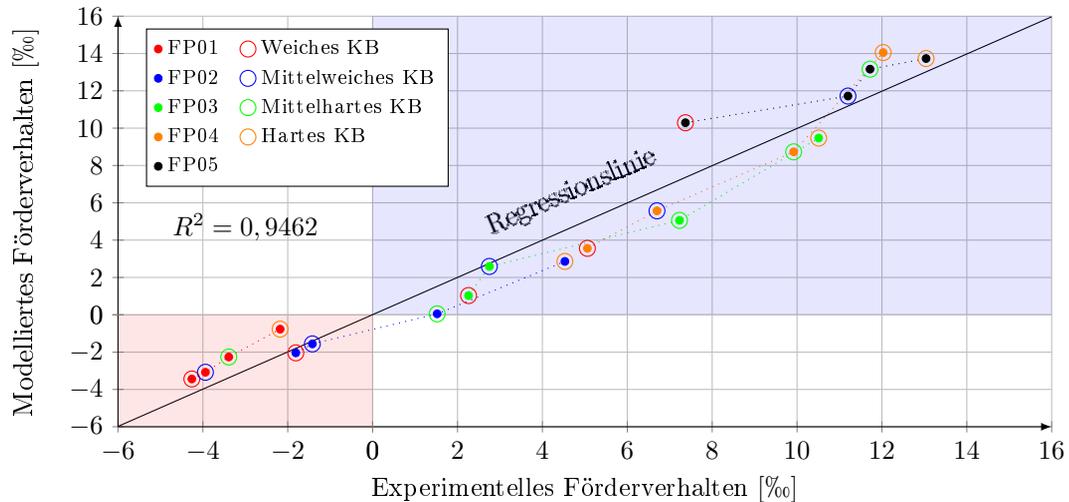


Abbildung 9.2: Korrelationsdiagramm der Modellergebnisse und der Messergebnisse der Fördereigenschaften von allen untersuchten Flexodruckplatten und Klischeeklebebändern

Unter der Annahme, dass die Korrelationspunkte um die Regressionslinie normal verteilt sind, wird die Standardabweichung errechnet $\sigma = 1,4\%$ und die Normalverteilung definiert (Abb. 9.3). Dabei stellen die verschiedenen Zylinderbezüge in Form der Kombination der Flexodruckplatte (FP) und des Klischeeklebebandes (KB) die Abszisse und die Modellabweichung die Ordinate des Koordinatensystems dar.

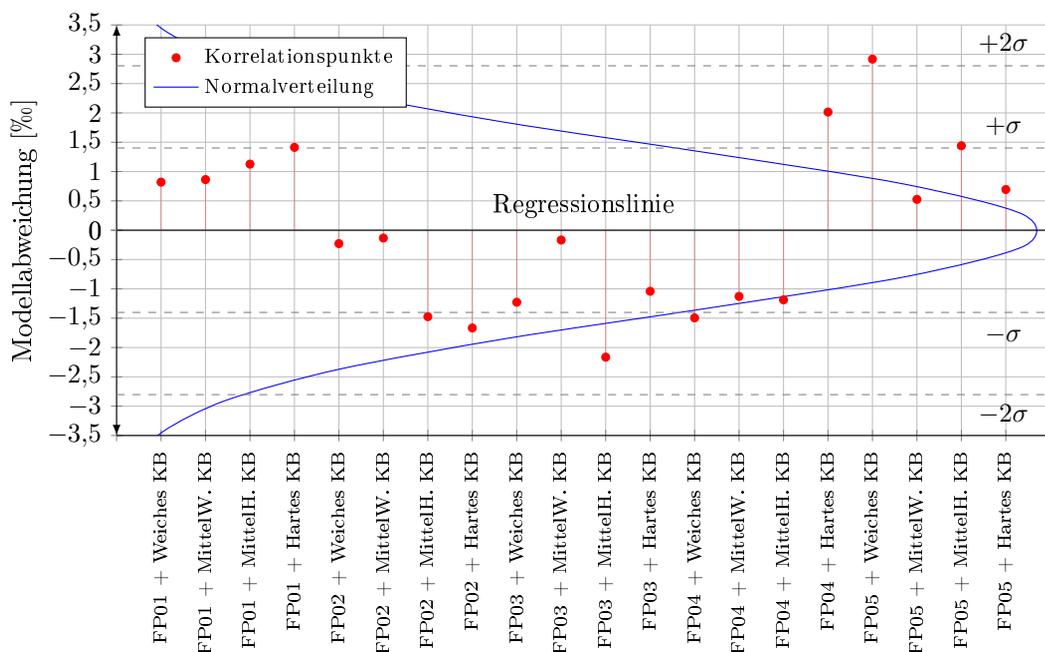


Abbildung 9.3: Normalverteilung der Modellabweichungen um die Regressionslinie

Nach der Wahrscheinlichkeitsverteilung (68-95-99,7-Regel) liegen 68% aller Modellabweichungen $\Delta\beta$ innerhalb einer positiven oder negativen Standardabweichung $\Delta\beta_{max} = \pm 1,4\%$ und 95% aller Abweichungen innerhalb von zwei Standardabweichungen $\Delta\beta_{max} = 2,8\%$ um die Regressionslinie.

9.2 Validierung des Modells für Flexodruckplatten

Ausgehend vom aufgestellten Modell (Gl. 9.3) wird bei der Modellvalidierung die Kennlinie des Förderverhaltens von jeder untersuchten Flexodruckplatte errechnet und mit der experimentellen Kennlinie durch Integralrechnung verglichen. Da die experimentell gewonnenen Kennlinien bei steigender Zylinderbeistellung ein beschränktes Wachstum aufweisen, wird das Klassifikationsmodell $\beta_{m,1} = D_N \frac{h_{fp}}{S_{fp}} - 31$ mit einer degressiven Funktion der Zylinderbeistellung s^g multipliziert und mit dem Faktor k kalibriert:

$$\beta_{m,s} = s^g k \left(D_N \frac{h_{fp}}{S_{fp}} - 31 \right) \quad (9.4)$$

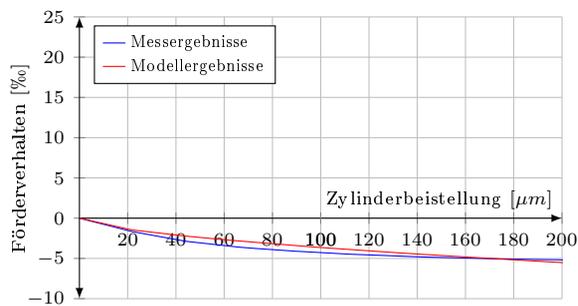
Der Exponent g und der Faktor k werden rechnerisch so bestimmt, dass die von der gemessenen β_s und von der modellierten $\beta_{m,s}$ Kennlinie des Förderverhaltens eingeschlossene Fläche A aller Flexodruckplatten im Beistellungsbereich von 0 bis $200\mu\text{m}$ ein Minimum erreicht (Gl. 9.5). Da sich die Integranden β_s und $\beta_{m,s}$ bei einigen Zylinderbeistellungen überschneiden, werden zuerst die Schnittstellen der Kennlinien mathematisch definiert $\beta'_{m,s} = \beta_s$, danach die Teilintegrale aufgestellt, in Bezug auf die x-Achse wird das innere vom äußeren Integral subtrahiert und alle Teilflächen werden anschließend zusammenaddiert.

$$A = \int_0^{200} [\beta'_{m,s}(s) - \beta_s(s)] \Delta s \quad (9.5)$$

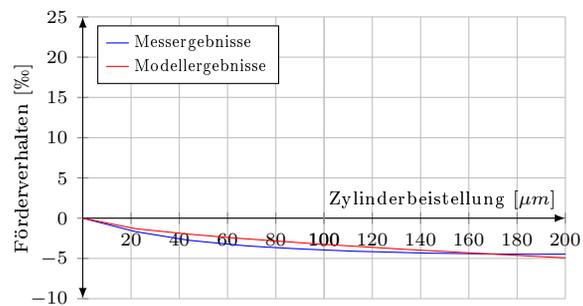
Die ermittelten $g = 0,6$ und $k = 0,0118$ werden in die Gleichung 9.4 eingesetzt, woraus ein Modell entsteht, das die Fördereigenschaften von Flexodruckplatten bei steigender Zylinderbeistellung abbildet:

$$\beta'_{m,s} = 0,0118s^{0,6} \left(D_N \frac{h_{fp}}{S_{fp}} - 31 \right) \quad (9.6)$$

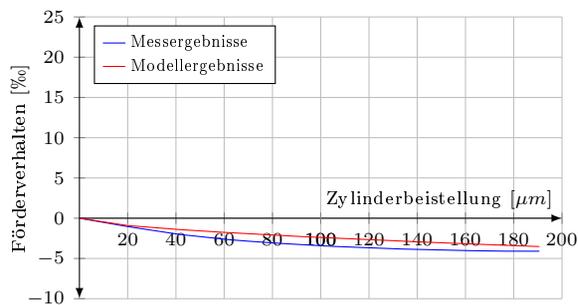
Wie aus den Modellergebnissen (Abb. 9.4) hervorgeht, stimmen die modellierten und die gemessenen Kennlinien des Förderverhaltens im untersuchten Beistellungsbereich relativ gut überein. Die größte Modellabweichung ergibt sich bei der Flexodruckplatte FP05 mit weichem Klischeeklebeband (Abb. 9.4q) und die größte Übereinstimmung bei der Platte FP03 mit mittelweichem Klischeeklebeband (Abb. 9.4j).



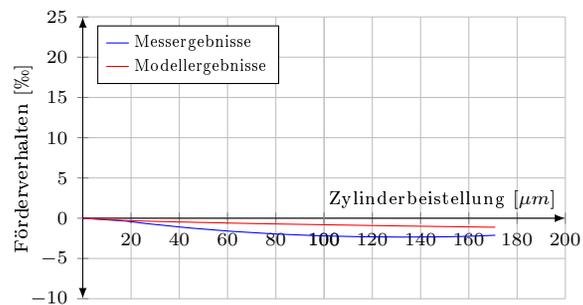
(a) FP01 mit weichem Klischeeklebeband



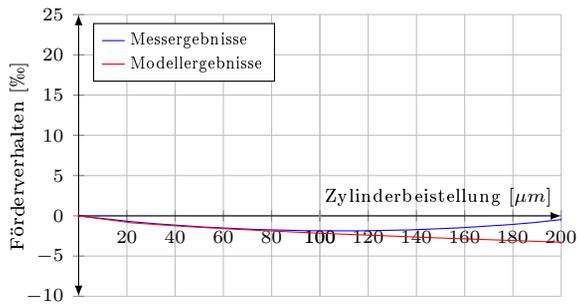
(b) FP01 mit mittelweichem Klischeeklebeband



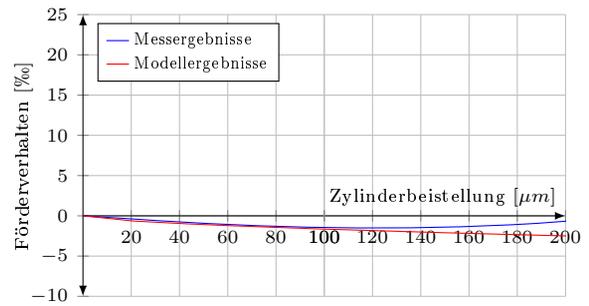
(c) FP01 mit mittelhartem Klischeeklebeband



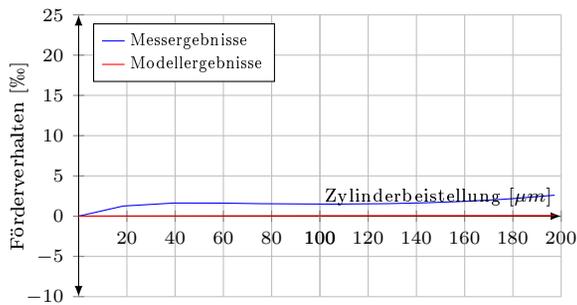
(d) FP01 mit hartem Klischeeklebeband



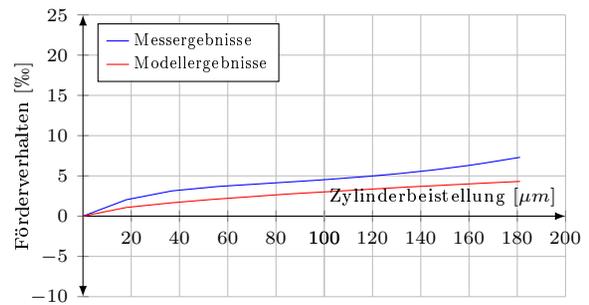
(e) FP02 mit weichem Klischeeklebeband



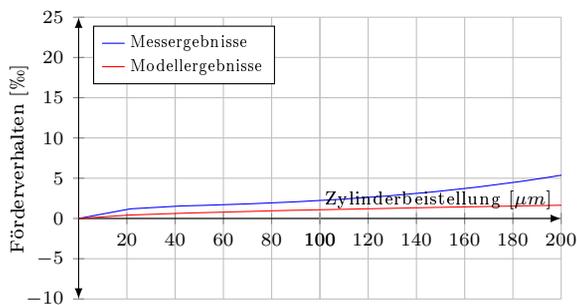
(f) FP02 mit mittelweichem Klischeeklebeband



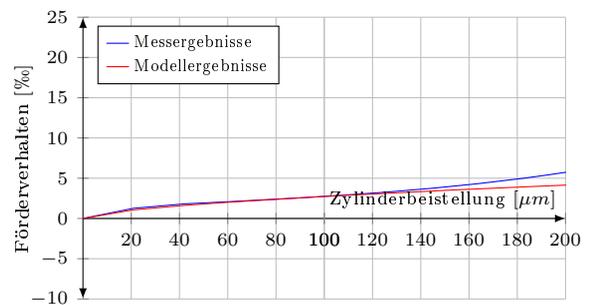
(g) FP02 mit mittelhartem Klischeeklebeband



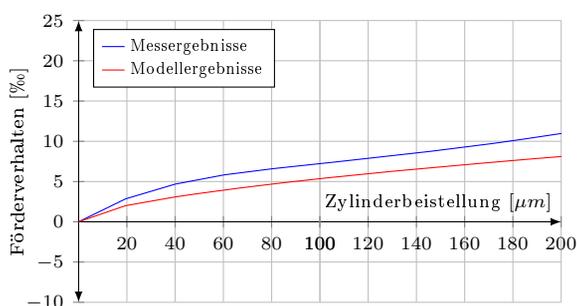
(h) FP02 mit hartem Klischeeklebeband



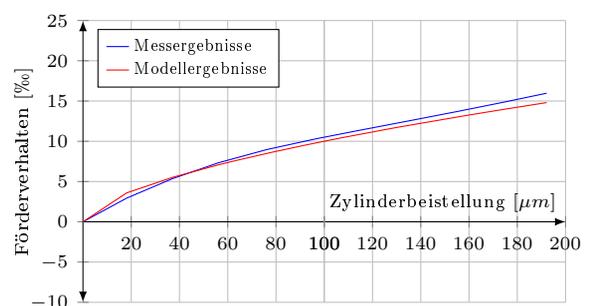
(i) FP03 mit weichem Klischeeklebeband



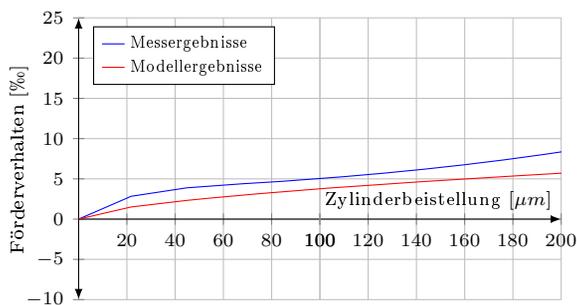
(j) FP03 mit mittelweichem Klischeeklebeband



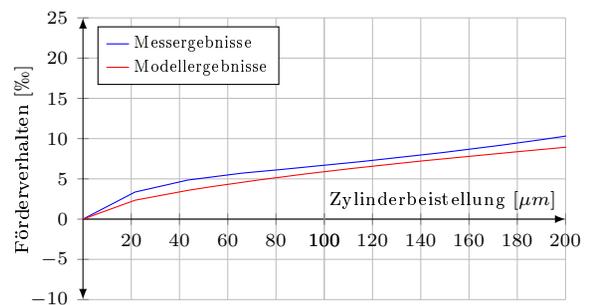
(k) FP03 mit mittelhartem Klischeeklebeband



(l) FP03 mit hartem Klischeeklebeband



(m) FP04 mit weichem Klischeeklebeband



(n) FP04 mit mittelweichem Klischeeklebeband

9.3. Modellbildung des Förderverhaltens von Drucktüchern

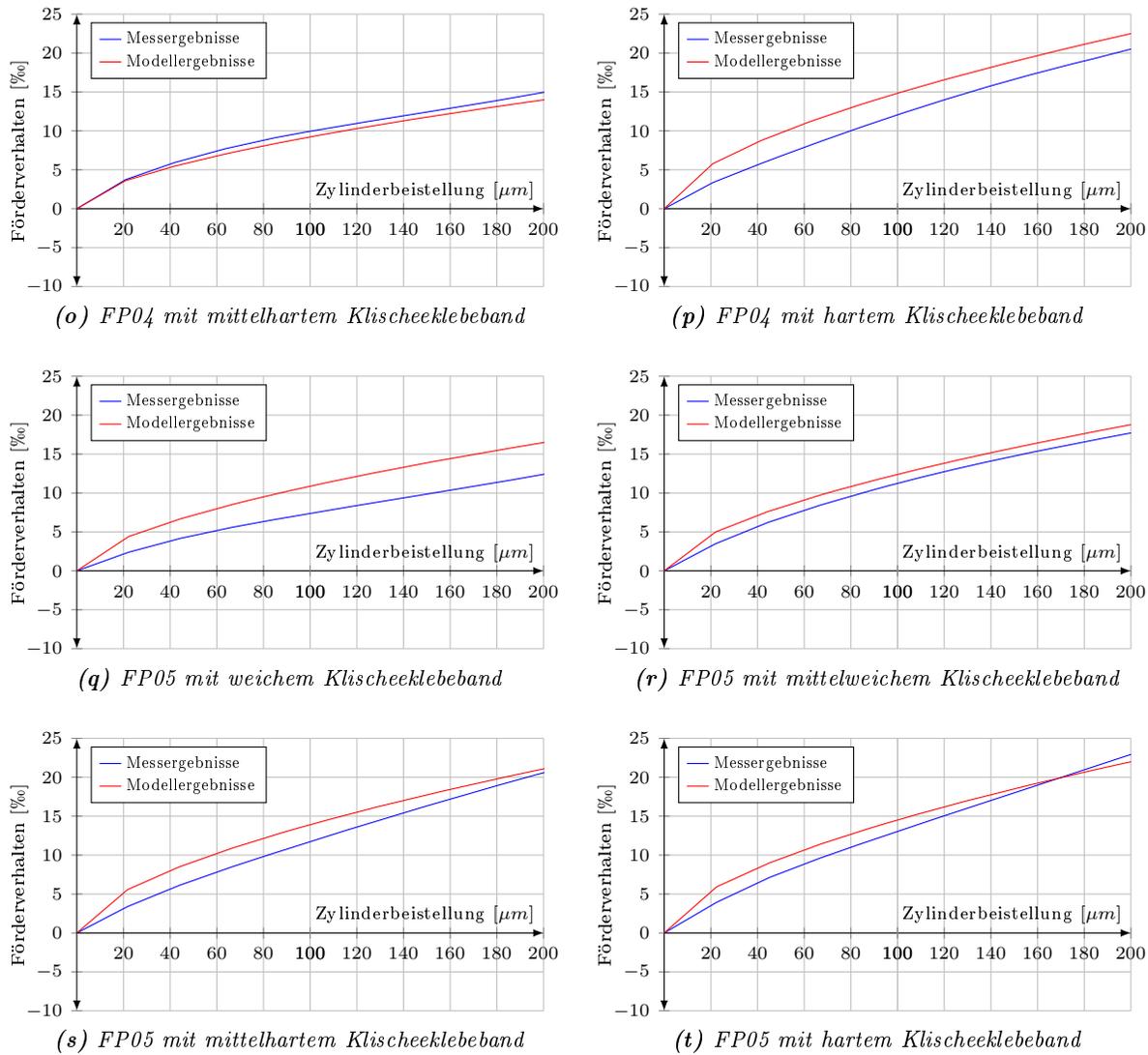


Abbildung 9.4: Modellerte und experimentelle Fördervereigenschaften von untersuchten Flexodruckplatten mit vier verschiedenen Klischeeklebebandern

9.3 Modellbildung des Förderverhaltens von Drucktüchern

Nach dem vorgestellten Modellierungsverfahren (Kapitel 9.1, Seite 151) wird ein experimentelles Modell gebildet, das die Fördereigenschaften von Drucktüchern im Referenzpunkt (Zylinderbeistellung von $100\mu\text{m}$) annähernd wiedergibt. Die elastischen und kompressiblen Eigenschaften der Deck- und der Luftpolsterschichten konnten in der vorliegenden Arbeit nicht zuverlässig ermittelt werden, sodass sie, trotz des erheblichen Einflusses auf die Fördereigenschaften, bei der Modellbildung nicht eingesetzt werden.

Mit steigendem Verhältnis $\frac{h_{ds}}{h_{ks}}$ der Deckschicht- h_{ds} und der Luftpolsterschichtdicke h_{ks} nimmt die radiale sowie die daraus folgende tangentielle Deformation der Deckschicht im Druckspalt zu, die bei steigender Federkonstante des gesamten Drucktuches D_N zusätzlich größer wird, weshalb das Förderverhalten vom Drucktuch steigt (Kapitel 8.2.2, Seite 137 und Kapitel 8.4.2, Seite 144). Mit steigender Federkonstante der Stabilisierungsschicht D_{ob} und der Festigkeitsschicht D_{ub} nimmt die Längenänderung der Deckschicht und des ganzen Drucktuches im Druckspalt dagegen ab, sodass das Förderverhalten vom Drucktuch negativer wird (Kapitel 8.3.2, Seite 140). Maßgebend wird die Längenänderung der Deckschicht und der

beiden Gewebeschichten durch die kompressiblen Eigenschaften der Luftpolsterschicht beeinflusst, die zur Modellbildung nach dem Herstellungsverfahren qualifiziert L_{Art} werden (Kapitel 8.4.2, Seite 144). Die vorgestellten Zusammenhänge werden im folgenden Grundmodell zusammengefasst:

$$\beta_m = \frac{h_{ds}}{h_{ks}} \frac{D_N}{D_{ob} D_{ub}} L_{Art} \quad (9.7)$$

Infolge der fehlenden Materialeigenschaften der Deck- und der Luftpolsterschicht sowie durch den nichtlinearen Einfluss der eingesetzten Eingangsvariablen ergibt das aufgestellte Grundmodell 9.7 keine brauchbaren Ergebnisse, sodass die unabhängigen Variablen als Potenzfunktionen eingesetzt werden:

$$\beta'_m = k \left(\frac{h_{ds}^a}{h_{ks}^b} \frac{D_N^c}{D_{ob}^d D_{ub}^e} L_{Art} + p \right) \quad (9.8)$$

Der Faktor k und die Konstante p werden mit der KQ-Methode ermittelt, die für die Parameter a, b, c, d, e und L_{Art} keine praktisch verwendbaren Ergebnisse ergibt, sodass die Parametrierung manuell erfolgt. Dabei werden die Modellergebnisse mit den Messergebnissen in Korrelation gebracht (Abb. 9.5) und die Parameter werden manipuliert, bis der größte Korrelationskoeffizient von $R^2 = 0,7869$ erreicht wird.

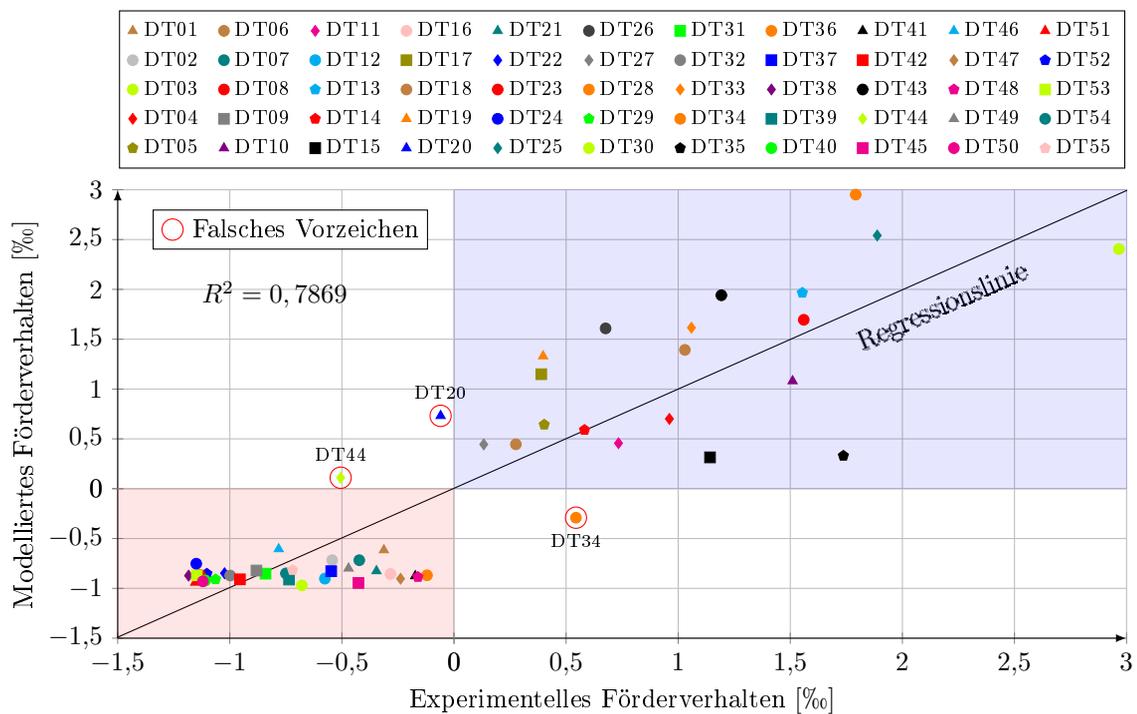


Abbildung 9.5: Streudiagramm der numerischen Modellergebnisse und experimentellen Messergebnisse des Förderverhaltens von allen untersuchten Drucktuchproben

Daraus ergeben sich der Faktor $k = 0,425$, die Konstante $p = -2,5$ und die zu ermittelnden Parameter $a = 0,1$, $b = 1,3$, $c = 2,6$, $d = 0,5$ und $e = 0,5$. Die mit Mikrosphären hergestellten Luftpolsterschichten werden mit dem Parameter $L_{Art} = 1$ und die im Blähverfahren hergestellten Schichten mit $L_{Art} = 8$ charakterisiert. Nach der Parametrierung der Modellgleichung 9.8 ergibt sich ein neues Modell:

$$\beta'_m = 0,425 \left(\frac{h_{ds}^{0,1}}{h_{ks}^{1,3}} \frac{D_N^{2,6}}{\sqrt{D_{ob} D_{ub}}} L_{Art} - 2,5 \right) \quad (9.9)$$

Obwohl unterschiedliche Drucktuchmodelle mit verschiedenen Eigenschaften der Aufbauschichten untersucht werden, bilden die Korrelationspunkte der modellierten β'_m und der experimentellen β Fördereigenschaften einen Trend. Bei jedem Drucktuch wird die Modellabweichung $\Delta\beta'_m = \beta'_m - \beta$ errechnet (Tabelle

9.4) und unter der Annahme, dass die Korrelationspunkte um die gewonnene Regressionslinie annähernd normalverteilt sind, wird eine numerische Wahrscheinlichkeitsanalyse durchgeführt.

Dabei wird die mittlere Modellabweichung $\overline{\Delta\beta}$ aller $n = 55$ Proben als Erwartungswert definiert:

$$\overline{\Delta\beta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta\beta_i = -0,0041\% \quad (9.10)$$

und daraus wird die Varianz σ^2 errechnet sowie die Standardabweichung σ abgeleitet:

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \Delta\beta_i^2 - \overline{\Delta\beta}^2 = 0,2712\% \Rightarrow \sigma = 0,5208\% \quad (9.11)$$

Mithilfe des ermittelten Erwartungswerts $\overline{\Delta\beta}$, der Varianz σ^2 und der Standardabweichung σ , die das Aussehen der Normalverteilung f bestimmen, wird die Normalverteilungskurve (Abb. 9.6) gebildet:

$$f_{(\Delta\beta, \overline{\Delta\beta}, \sigma^2)} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta\beta - \overline{\Delta\beta}}{\sigma}\right)^2} \quad (9.12)$$

Der Erwartungswert $\overline{\Delta\beta}$ entspricht dem Maximum der gewonnenen Dichtefunktion der Normalverteilung f , und die Wendepunkte und somit die Streuung werden durch die Standardabweichung σ bestimmt.

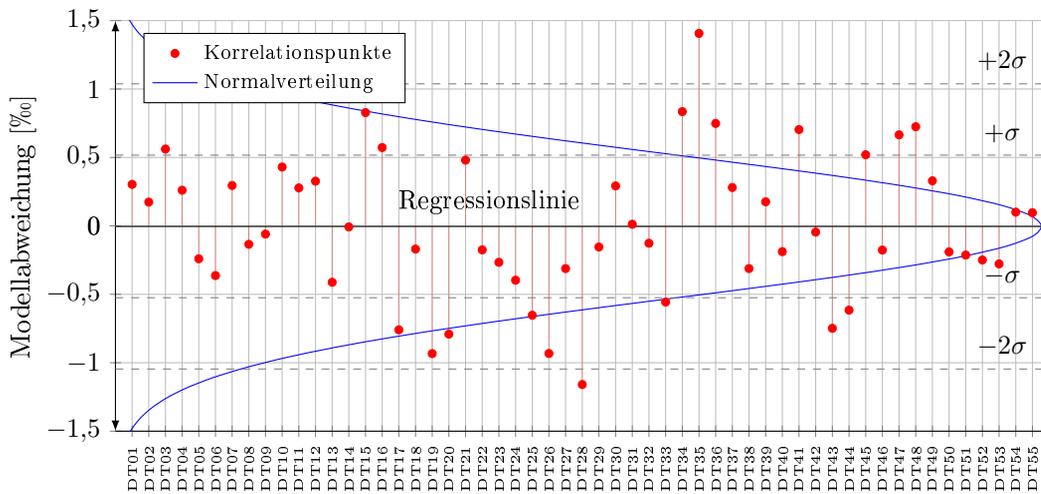


Abbildung 9.6: Normalverteilung der Korrelationspunkte der Modellergebnisse und der Messergebnisse der Fördereigenschaften von Drucktüchern um die Regressionslinie

Nach der Wahrscheinlichkeitsverteilung liegen 68% aller Modellabweichungen innerhalb einer positiven oder negativen Standardabweichung um den Mittelwert $\Delta\beta'_{max} = \overline{\Delta\beta} \pm \sigma = -0,0041 \pm 0,5208\%$ und 95% aller Abweichungen innerhalb zwei Standardabweichungen $\Delta\beta'_{max} = \overline{\Delta\beta} \pm 2\sigma = -0,0041 \pm 1,0416\%$.

9.4 Validierung des Modells für Drucktücher

Die in experimentellen Abrollversuchen ermittelten Kennlinien des Förderverhaltens von Drucktüchern weisen einen komplexeren Verlauf auf, der meistens mit Polynomfunktionen höheren Grades abgebildet werden kann (Vgl. Abb. 8.21, 8.22, 8.23, 8.24, 8.25 und 8.26). Die Parameter zur mathematischen Abbildung der experimentell gewonnenen Funktionen des Förderverhaltens bei steigender Zylinderbeistellung werden durch verschiedene Aufbauten von Drucktüchern sowie durch nichtlineare Eigenschaften der einzelnen Aufbauschichten bestimmt. Da im Rahmen der vorliegenden Arbeit die maßgebenden Eigenschaften der Aufbauschichten von Drucktüchern nicht ermittelt werden, kann eine Polynomfunktion, die das Förderverhalten bei steigender Beistellung abbildet, weder aufgestellt noch parametrisiert werden.

	h_{ds} [μm]	h_{ks} [μm]	D_N [$\frac{N}{\mu\text{m}}$]	D_{ob} [$\frac{N}{\mu\text{m}}$]	D_{ub} [$\frac{N}{\mu\text{m}}$]	L_{Art}	β [‰]	β'_m [‰]	$\Delta\beta'_m$ [‰]	Typ
DT01	261	394	4,1069	0,0244	0,095	1	-0,3127	-0,6157	0,3030	C
DT02	364	556	3,8603	0,0151	0,0869	1	-0,5434	-0,7172	0,1738	B
DT03	307	841	4,5972	0,0106	0,0621	8	2,9659	2,4045	0,5614	F
DT04	305	843	4,1734	0,0274	0,0557	8	0,9607	0,7004	0,2603	E
DT05	334	617	4,1637	0,0333	0,113	8	0,4024	0,6426	-0,2402	D
DT06	303	838	4,5957	0,0252	0,0522	8	1,0298	1,3929	-0,3631	E
DT07	305	345	3,4079	0,0234	0,0947	1	-0,4224	-0,7175	0,2951	C
DT08	383	641	4,5128	0,0184	0,1137	8	1,5601	1,6947	-0,1346	F
DT09	334	428	3,5172	0,0282	0,112	1	-0,8812	-0,8212	-0,0600	B
DT10	313	865	4,4729	0,0215	0,0651	8	1,5103	1,0803	0,4300	E
DT11	352	661	3,8634	0,0214	0,1282	8	0,7338	0,4563	0,2775	E
DT12	305	576	3,6974	0,0349	0,119	1	-0,5759	-0,9025	0,3266	C
DT13	358	852	4,6537	0,0176	0,0537	8	1,5538	1,9659	-0,4121	F
DT14	342	621	4,1027	0,03	0,1228	8	0,5823	0,5898	-0,0075	E
DT15	402	599	3,75	0,0292	0,1334	8	1,142	0,3143	0,8277	F
DT16	246	487	3,7428	0,0266	0,141	1	-0,2832	-0,8555	0,5723	A
DT17	210	286	6,0816	0,0183	0,084	1	0,3892	1,1488	-0,7596	D
DT18	346	619	3,9839	0,0337	0,1141	8	0,276	0,4456	-0,1696	D
DT19	339	627	4,1018	0,0163	0,1046	8	0,3974	1,3305	-0,9331	D
DT20	291	658	4,5103	0,036	0,1146	8	-0,0597	0,7312	-0,7909	C
DT21	227	521	3,5838	0,0241	0,0773	1	-0,3458	-0,8260	0,4802	A
DT22	307	559	3,6509	0,0276	0,0849	1	-1,0234	-0,8480	-0,1754	B
DT23	379	560	3,5012	0,0276	0,0879	1	-1,132	-0,8657	-0,2663	B
DT24	317	529	4,0255	0,03	0,0728	1	-1,1496	-0,7527	-0,3969	B
DT25	370	622	4,6845	0,0148	0,1072	8	1,8878	2,5407	-0,6529	F
DT26	365	521	4,3668	0,03	0,1053	8	0,6762	1,6086	-0,9324	E
DT27	301	649	3,9296	0,0298	0,1006	8	0,1327	0,4447	-0,3120	D
DT28	381	642	5,0623	0,0192	0,0929	8	1,7918	2,9509	-1,1591	F
DT29	357	605	3,5902	0,0372	0,0977	1	-1,0634	-0,9091	-0,1543	B
DT30	246	660	3,2098	0,031	0,1251	1	-0,6784	-0,9705	0,2921	B
DT31	479	402	3,6411	0,0587	0,1156	1	-0,8406	-0,8524	0,0118	B
DT32	289	543	3,5567	0,0322	0,0843	1	-0,9982	-0,8714	-0,1268	B
DT33	302	653	4,5891	0,0209	0,1003	8	1,0591	1,6158	-0,5567	E
DT34	325	315	4,8401	0,0361	0,0988	1	0,5441	-0,2908	0,8349	F
DT35	437	288	5,9166	0,035	0,1263	1	1,7368	0,3304	1,4064	F
DT36	318	591	3,8139	0,0317	0,0999	1	-0,1203	-0,8688	0,7485	C
DT37	357	401	3,4988	0,0295	0,1343	1	-0,5476	-0,8280	0,2804	C
DT38	385	610	4,0624	0,0469	0,0964	1	-1,1839	-0,8721	-0,3118	A
DT39	241	470	3,3765	0,0351	0,1284	1	-0,7358	-0,9118	0,1760	B
DT40	305	522	3,1589	0,0319	0,0942	1	-1,1087	-0,9205	-0,1882	B
DT41	451	607	3,8201	0,0364	0,1017	1	-0,1727	-0,8762	0,7035	A
DT42	354	595	3,4164	0,031	0,0947	1	-0,9549	-0,9095	-0,0454	B
DT43	469	879	4,2412	0,0155	0,0393	8	1,1926	1,9411	-0,7485	E
DT44	265	287	4,5672	0,0115	0,1166	1	-0,5055	0,1102	-0,6157	C
DT45	291	357	2,6162	0,0297	0,1486	1	-0,4263	-0,9460	0,5197	C
DT46	236	225	3,4835	0,0265	0,1463	1	-0,7819	-0,6053	-0,1766	B
DT47	239	500	3,0318	0,0133	0,1475	1	-0,2383	-0,9035	0,6652	C
DT48	326	364	3,0757	0,0279	0,1581	1	-0,161	-0,8855	0,7245	C
DT49	279	441	3,0525	0,0118	0,0929	1	-0,4704	-0,7995	0,3291	C
DT50	459	584	3,178	0,0356	0,0878	1	-1,1199	-0,9299	-0,1900	A
DT51	434	644	3,2314	0,0348	0,0887	1	-1,1544	-0,9412	-0,2132	A
DT52	344	567	3,7513	0,0358	0,0797	1	-1,1023	-0,8530	-0,2493	B
DT53	355	553	3,6198	0,0363	0,0828	1	-1,147	-0,8691	-0,2779	B
DT54	314	478	3,3665	0,0296	0,0803	1	-0,7497	-0,8501	0,1004	B
DT55	358	439	3,3833	0,0298	0,08	1	-0,7199	-0,8161	0,0962	B

Tabelle 9.4: Experimentelle und modellierte Fördereigenschaften von Drucktüchern

Zusammenfassung

Beschichtete Zylinder finden Anwendung in verschiedenen Technikbereichen. Um die Wirtschaftlichkeit zu erhöhen und bestimmte Abrolleigenschaften zu erreichen, werden die Zylinderaufzüge häufig aus mehreren viskoelastischen Aufbauschichten erstellt. Infolge der elastischen Radialdeformation des Zylinderaufzuges durch Zylinderbeistellung im Kontaktbereich findet eine reversible Tangentialdeformation der Zylinderaufzugoberfläche im Druckspalt statt, die sowohl positiv als auch negativ sein kann und auf das Förderverhalten des Zylinderaufzuges zurückzuführen ist. Zylinder mit mehrschichtigen Zylinderaufzügen werden in der Druckindustrie für die Druckbildübertragung und Materialbeförderung eingesetzt, sodass solchen Zylinderbezügen insbesondere bei kontinuierlicher Materialführung im Offset- und Flexodruck eine besondere Bedeutung beigemessen wird. Ziel der vorliegenden Arbeit war es, die Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderaufzügen mithilfe der Flexodruckplatten und Offsetdrucktücher experimentell zu ermitteln und die wesentlichen Einflussfaktoren auf das Förderverhalten zu definieren.

Um die Fördereigenschaften von Zylinderaufzügen zu untersuchen, werden im Rahmen der Arbeit spezielle Untersuchungsvorrichtungen entwickelt und gebaut (Kapitel 4, Seite 47), die die experimentelle Messung der Fördereigenschaften von verschiedenen Zylinderbezügen sowie die praktische Ermittlung der wesentlichen Eigenschaften der einzelnen Aufbauschichten ermöglicht. Hierfür wird ein optomechanisches Untersuchungssystem entwickelt (Kapitel 4.1, Seite 48), das aus einem Standmikroskop und einem kleinformatigen Abrolldemonstrator besteht, mit dessen Hilfe gleichzeitig ein Druckspalt mikroskopiert und die Abrollversuche durchgeführt werden können. Des Weiteren wird ein bestehender Abrollprüfstand weiterentwickelt (Kapitel 4.2, Seite 53), mit dem die Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderbezügen unter praxisrelevanten Bedingungen ermittelt werden können. Die Untersuchungsgerätschaft wird über Mikrocontroller gesteuert und sowohl im manuellen als auch im vollautomatischen Modus betrieben.

Zur Ermittlung der Materialeigenschaften von Aufbauschichten und zur Messung der Fördereigenschaften von Zylinderaufzügen werden Untersuchungsmethoden entwickelt (Kapitel 5, Seite 71), mit deren Hilfe die Messergebnisse mit der gebauten Untersuchungsvorrichtung systematisch und zuverlässig gewonnen werden können. Zur Messung der Schichtstärken und zur Abschätzung der Federkonstanten der Aufbauschichten sowie zur Visualisierung der Materialströmungen in den Einzelschichten werden optische und softwareseitig unterstützte Untersuchungsmethoden entwickelt (Kapitel 5.1, Seite 72), mit denen die Eigenschaften von Aufbauschichten anhand der Mikroaufnahmen berührungslos ermittelt werden können. Elastische Eigenschaften der Zylinderaufzüge werden in Zug- und Eindruckversuchen ermittelt (Kapitel 5.2, Seite 77), die an einer klassischen Zugprüfmaschine und direkt am Abrollprüfstand durchgeführt werden. Zur experimentellen Messung des Förderverhaltens am Abrollprüfstand wird eine Untersuchungsmethode entwickelt (Kapitel 5.3, Seite 80), mit der die Fördereigenschaften von Zylinderbezügen als

Messkurven bei verschiedenen Zylinderbeistellungen und Drehgeschwindigkeiten gewonnen werden.

Aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse und anlehnend an die experimentellen und theoretischen Forschungsarbeiten verschiedener Autoren (Kapitel 3, Seite 11) werden neue theoretische Ansätze zum Förderverhalten allgemein sowie zum Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderaufzügen aufgestellt (Kapitel 6, Seite 85), die sowohl positive (Kapitel 6.3, Seite 90) als auch negative (Kapitel 6.4, Seite 104) Fördereigenschaften erläutern. Neben den Entstehungsursachen des Förderverhaltens eines Zylinderbezuges werden die wesentlichen Verformungsvorgänge und Einflussfaktoren sowohl theoretisch als auch empirisch abgehandelt. Zusätzlich werden die Auswirkungen der praxisrelevanten Einflussfaktoren auf das Förderverhalten theoretisch erläutert und experimentell überprüft (Kapitel 6.5, Seite 116).

Bei den Untersuchungen der Fördereigenschaften von Flexodruckplatten (Kapitel 7, Seite 126) werden zuerst die Materialeigenschaften der Reliefschichten und Klischeeklebebänder ermittelt und danach die Fördereigenschaften untersucht. Die Einflüsse der einzelnen Aufbausichten werden ermittelt und aus den Ermittlungen geht hervor, dass die Fördereigenschaften von Flexodruckplatten mit steigender Stärke und sinkender Härte der Reliefschicht sowie mit steigender Härte des Klischeeklebebandes zunehmen. Bei den Ermittlungen der Fördereigenschaften von Drucktüchern (Kapitel 8, Seite 134) werden einige Eigenschaften der Aufbausichten untersucht und die Fördereigenschaften werden gemessen. Infolge der komplexen Zusammenwirkung verschiedener Aufbausichten gehen die Einflüsse der Einzelschichten auf das Förderverhalten nicht direkt hervor. In den Messergebnissen wird jedoch festgestellt, dass die Fördereigenschaften von Drucktüchern mit steigender Stärke der Deckschicht, sinkender Federkonstante der Stabilisierungsschicht und abnehmender Kompressibilität der Luftpolsterschicht zunehmen.

Anhand der theoretischen Ansätze und der durch Modellexperimente gewonnenen Messergebnisse werden experimentelle Modelle zum Förderverhalten von mehrschichtigen Zylinderaufzügen gebildet (Kapitel 9, Seite 150), mit denen die gewonnenen Experimentaldaten annähernd reproduziert und die vorgestellten Hypothesen überprüft werden. Zuerst wird ein empirisches Modell zum Förderverhalten von Flexodruckplatten gebildet (Kapitel 9.1, Seite 151), das die experimentell gewonnenen Kennlinien im untersuchten Beistellungsbereich anhand der ermittelten Materialeigenschaften der Aufbausichten annähernd abbildet. Darauf aufbauend wird ein funktionaler Zusammenhang zum Förderverhalten von Drucktüchern gebildet (Kapitel 9.3, Seite 156), der das Förderverhalten bei einer praxisrelevanten Zylinderbeistellung anhand der ermittelten Eigenschaften der Einzelschichten vorzeichenrichtig vorhergesagt und somit als Klassifikationsmodell dienen kann. Infolge der komplexen Aufbauten weisen viele Drucktücher komplexere Kennlinienverläufe auf, die mit dem aufgestellten empirischen Modell nicht abgebildet werden kann.

In den durchgeführten Ermittlungen wird festgestellt, dass die Fördereigenschaften von mehrschichtigen Zylinderaufzügen durch reversible Längsdehnungen der Zylinderbezugsfläche entstehen, die im Druckspalt stattfinden. Infolge der Zylinderbeistellung erfahren die Aufbausichten eine Radialdeformation, die eine elastische Tangentialdeformation der Zylinderbezugsfläche im Kontaktbereich bewirkt. Aus den experimentellen Abrollversuchen geht hervor, dass das Förderverhalten eines mehrschichtigen Zylinderbezuges bei steigender Kompressibilität der Aufbausichten sinkt sowie das es von der Verteilung der im Druckspalt auftretenden Radialdeformation des Zylinderbezuges auf die einzelnen Aufbausichten abhängt. Mit abnehmendem Elastizitätsmodul und steigender Stärke sinkt die Federkonstante der Oberschicht, sodass sie bei gleicher Zylinderbeistellung eine größere Höhenabnahme im Druckspalt erfährt, infolgedessen steigt die Längszunahme der Oberschicht und der Zylinderaufzug fördert positiver.

Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die Fördereigenschaften verschiedener mehrschichtiger Zylinderaufzüge experimentell ermittelt und theoretische Ansätze zum Förderverhalten aufgestellt. Dabei wurden die für das Förderverhalten wichtigsten Einflussfaktoren definiert und die maßgebenden Verformungsvorgänge in Zylinderbezügen erläutert. Durch die Erklärung der Grundprinzipien des Förderverhaltens von mehrschichtigen Zylinderbezügen sowie durch die Herangehensweise mit der Zerlegung der Zylinderaufzüge auf die einzelnen Aufbauschichten wurde ein breites Forschungsfeld eröffnet.

Infolge der starken materialschlüssigen Bindung und geringer Stärke der Aufbauschichten wurden die für das Förderverhalten von Drucktüchern entscheidenden Eigenschaften bzw. das Elastizitätsmodul und die Kompressibilität der Deck- und der Luftpolsterschicht nicht ermittelt. Der Einfluss der Reibungszahl der Zylinderbezugsoberfläche wurde prinzipiell gezeigt, eine systematische Ermittlung zur Quantifizierung des Einflusses wurde mangels einer adäquaten Methode zur systematischen Variierung des Reibungskoeffizienten jedoch nicht durchgeführt. Trotz des großen Einflusses auf die Verformungseigenschaften von viskoelastischen Werkstoffen wurde keine wesentliche Abhängigkeit der Fördereigenschaften von der Temperatur und von der Drehfrequenz im untersuchten Temperatur- und Geschwindigkeitsbereich festgestellt. Aus den Vergleichsmessungen geht eine Abhängigkeit der Fördereigenschaften von den Zylinderradien hervor, die infolge der unterschiedlichen Untersuchungsbedingungen an Abrollprüfständen trotz der festgestellten Systematik nicht ermittelt wurde. In weiteren Arbeiten sollten die Methoden zur Untersuchung der Materialeigenschaften der materialschlüssig gekoppelten Aufbauschichten entwickelt sowie der Einfluss der Reibung, der Temperatur, der Viskosität und der Zylinderradien ermittelt werden.

Die aufgestellten empirischen Modelle gelten für die beschriebenen Betriebsbedingungen und basieren auf den quantitativen Zusammenhängen der ermittelten Eingangsvariable ohne explizite Berücksichtigung der Funktionalität und der Kausalität der Abläufe im Druckspalt. Die Förderkennlinien von Flexodruckplatten wurden anhand der ermittelten Eigenschaften der Aufbauschichten mit einer Potenzfunktion erster Ordnung modelliert, mit der Kennlinienverläufe ohne Vorzeichenänderung der Krümmung abgebildet werden. Die Drucktücher weisen komplexere Förderkennlinien auf, die mit ganzrationalen Funktionen höherer Grade modelliert werden sollen, unter der Grundvoraussetzung, dass die für das Förderverhalten wesentlichen Eigenschaften der Aufbauschichten vorliegen. In einer weiterführenden Arbeit sollte ausgehend von den definierten Einflussfaktoren und den erläuterten Grundprinzipien ein Simulationsmodell gebildet werden, das sowohl Materialeigenschaften der Aufbauschichten als auch die auftretenden Verformungsvorgänge im Zylinderbezug unter Berücksichtigung der äußeren Einflüsse umfasst und die Förderkennlinien von mehrschichtigen Zylinderbezügen als Funktion der Zylinderbeistellung abbildet.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung verschiedener form- und kraftschlüssig gekoppelter Zylinderpaare mit einem elastisch beschichteten Zylinder und einem festen Gegendruckzylinder	4
2.1	Schematische Darstellung eines klassischen Flexodruckwerkes	8
2.2	Mikroaufnahme des Querschnittes einer Flexodruckplatte im Druckspalt	9
2.3	Schematische Darstellung eines klassischen Rollenoffsetdruckwerkes	10
2.4	Mikroaufnahme des Querschnittes eines Drucktuches im Druckspalt	10
4.1	Optomechanisches Untersuchungssystem zur Ermittlung der im Druckspalt entstandenen Deformationen der Zylinderbezüge und ihrer dadurch bedingten Fördereigenschaften . . .	48
4.2	Ermittlung des Kalibrierungsfaktors des Mikroskops mithilfe einer Kalibrierungsplatte . .	50
4.3	Träger- und Eindringkörper in unterschiedlichen Formen zur Erzeugung von flach-flach und rund-rund Deformationen mit der Einpressvorrichtung unter dem Mikroskop	51
4.4	Abrolldemonstrator zur Ermittlung der Auswirkung der im Druckspalt entstandenen Deformationen auf das Förderverhalten von unter Laborbedingungen gebauten Zylinderbezügen	52
4.5	Kennlinie des Förderverhaltens eines Zylinderbezuges	53
4.6	Abrollprüfstand zur experimentellen Ermittlung der Fördereigenschaften von Drucktüchern, Flexodruckplatten und anderen ein- oder mehrschichtigen Zylinderbezügen	54
4.7	Kalibrierung des Radialkraftaufnehmers am Stahlzylinder	55
4.8	Ermittlung des Messfehlers bei der Kalibrierung der Radialkraftaufnehmer und Prüfung der Linearität des Kraftsensors	56
4.9	Kalibrierung und Linearisierung des Näherungssensors am Gegendruckzylinders	58
4.10	Ermittlung des Messfehlers bei der Kalibrierung des Näherungssensors und Korrektur des Kalibrierungsfaktors	58
4.11	Auslenkung des Gegendruckzylinders im Schwenkrahmen	59
4.12	Profil des Messrings am Stahlzylinder zur Ermittlung der Unrundheit	60
4.13	Schwebung des Druckspalts infolge der additiven Überlagerung der Unrundheiten des gekoppelten Stahlkerns des Drucktuchzylinders sowie des Stahlzylinders	61
4.14	Ermittlung der Schwebung des Druckspalts am Abrollprüfstand	62
4.15	Ermittlung der Schwingungen des Gegendruckzylinders bei steigender Drehfrequenz . . .	63
4.16	Ermittlung der Wiederholbarkeit am Abrollprüfstand	64
4.17	Fördereigenschaften von vier verschiedenen Drucktüchern gewonnen an zwei unterschiedlichen Abrollprüfständen zum Vergleich der Messergebnisse	64
4.18	Lederspaltvorrichtung	67
4.19	Gespaltene Drucktuchproben	67

4.20	Mikroaufnahmen der Probenquerschnitte aller 55 im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Drucktücher	70
5.1	Mikroaufnahme des Querschnittes eines mehrschichtigen Zylinderaufzuges zur berührungslosen Ermittlung der Trennlinien der benachbarten Aufbauschichten	72
5.2	Berührungslose Ermittlung der Schichtstärken der Deckschicht und der Luftpolsterschicht eines Drucktuches anhand einer Mikroaufnahme des Querschnittes	73
5.3	Steigungen der Helligkeitsprofile von fünf Mikroaufnahmen zur Ermittlung der Verteilung der Gesamtdeformation auf Einzelschichten bei stufenweise steigender Einpressung	74
5.4	Visuelle Darstellung der absoluten Höhenabnahmen der Deckschicht und der restlichen Aufbauschichten eines Drucktuches bei einer einaxialen flach-flach Deformation	75
5.5	Aufnahme des undeformierten Zylinderbezuges im Referenzzustand	76
5.6	Aufnahme des deformierten Zylinderbezuges im Korrelationszustand	76
5.7	Ermittlung der Beistellung des bezogenen Träger- und des Eindringlagers am Abrolldemonstrator anhand der mikroskopischen Panorambilder vom Druckspalt	77
5.8	Verformungscharakteristik der Steifigkeitsschicht und der Festigkeitsschicht zur Ermittlung der Federkonstanten in Zugversuchen	78
5.9	Verformungscharakteristik eines mehrschichtigen Zylinderbezuges in Dickenrichtung bei der Ermittlung der Federkonstanten in Eindruckversuchen	79
5.10	Schematische Darstellung des Versuchsablaufs bei der experimentellen Ermittlung der Förderereigenschaften von Zylinderbezügen am Abrollprüfstand	81
5.11	Ermittelte Kennlinie des Förderverhaltens eines Zylinderbezuges	84
6.1	Schematische Darstellung des Abrollens eines idealen Zylinders auf flacher Laufebene	86
6.2	Schematische Darstellung des Abrollverhaltens eines bezogenen Zylinders auf flacher Laufebene mit positiv förderndem (oben) und negativ fördernden (unten) Zylinderbezug	87
6.3	Schematische Darstellung des Aufbaus der Kugellagerbezüge zur Überprüfung der Hypothese des Förderverhaltens eines bezogenen Zylinders auf flacher Laufebene	88
6.4	Schematische Darstellung des Förderverhaltens von idealen Zylindern	89
6.5	Schematische Darstellung der Auswirkung des Förderverhaltens eines positiv bezogenen (links) und eines negativ bezogenen (rechts) Zylinders auf das Drehverhalten eines Zylinderpaares	90
6.6	Schematische Darstellung drei verschiedener Kugellageraufzüge zur experimentellen Überprüfung der Hypothese des Förderverhaltens eines realen Zylinderbezuges	90
6.7	Förderverhalten von drei unterschiedlichen Zylinderbezügen mit verschiedenen Förderereigenschaften zur Überprüfung der theoretischen Ansätze des Förderverhaltens (rund-rund)	91
6.8	Schematische Darstellung des Förderverhaltens eines positiven Zylinderbezuges	91
6.9	Schematische Darstellung des Deformationsverhaltens eines ideal-inkompressiblen ($\nu = 0,5$) und eines ideal-kompressiblen ($\nu = 0$) Werkstoffes bei gleicher einseitigen Zusammenpressung	92
6.10	Schematische Darstellung des Deformationsverhaltens eines ideal-kompressiblen und eines ideal-inkompressiblen Werkstoffes im Verbund mit einer dehnbaren Unterschicht	93

6.11 Schematische Darstellung des Deformationsverhaltens eines kompressiblen und eines inkompressiblen Werkstoffes im Verbund mit einer dehnbaren Zwischenschicht und einer Unterschicht	93
6.12 Schematische Darstellung des Walzenverfahrens eines inkompressiblen und eines kompressiblen Walzgutes und der im Druckspalt entstandenen plastischen Längenänderungen . . .	94
6.13 Schematische Darstellung des geometrischen Verformungsverhaltens der Zylindermantelfläche eines inkompressiblen Zylinders in der Ein- und Auslaufzone des Druckspalts	96
6.14 Schematische Darstellung des geometrischen Druckspalts eines inkompressiblen Zylinders zur Ermittlung der kinematischen Zusammenhänge	98
6.15 Vereinfachte schematische Darstellung des Verformungsverhalten eines mehrschichtigen positiv fördernden Zylinderbezuges im Druckspalt	99
6.16 Vereinfachte schematische Darstellung der durch Walzvorgang entstandenen Deformationen und der Materialströmungen eines mehrschichtigen Walzgutes im Walzspalt	101
6.17 Mikroaufnahme einer positiv fördernden Flexodruckplatte (undeformiert)	103
6.18 Mikroaufnahme einer positiv fördernden Flexodruckplatte (deformiert)	103
6.19 Fördereigenschaften einer Flexodruckplatte am Abrolldemonstrator (AD) und Abrollprüfstand (APS) zur Prüfung der theoretischen Ansätze des positiven Förderverhaltens	104
6.20 Schematische Darstellung des Förderverhaltens eines negativen Zylinderbezuges	104
6.21 Schematische Darstellung des Verformungsverhaltens eines schubstarren Balkenstücks . .	105
6.22 Vereinfachte schematische Darstellung der resultierenden Spannungsverteilung, die aus den Spannungen infolge der Durchbiegung und Schubspannungen infolge der Querkraft besteht	106
6.23 Schematische Darstellung des Verformungsverhaltens eines Verbundbalkenstücks, das aus einem schubstarren homogenen Biegebalken und einer dehnbaren Unterschicht besteht . .	107
6.24 Schematische Darstellung des Verformungsverhalten der Ober- und Unterseite einer Materialbahn infolge der querkraftfreien Biegung bei der Umschlingung in einer Klemmstelle	108
6.25 Schematische Darstellung des geometrischen Verformungsverhaltens der Zylindermantelfläche eines kompressiblen Zylinders in der Ein- und Auslaufzone des Druckspalts	109
6.26 Schematische Darstellung des geometrischen Druckspalts eines kompressiblen Zylinders zur Ermittlung der kinematischen Zusammenhänge	110
6.27 Vereinfachte schematische Darstellung des Verformungsverhalten eines mehrschichtigen negativ fördernden Zylinderaufzuges im Druckspalt	112
6.28 Schematische Darstellung des geometrischen Verformungsverhaltens der Oberschicht einer mehrschichtigen Zylinderbezuges infolge der Zylinderbeistellung im Druckspalt	114
6.29 Schematische Darstellung des Einflusses des Umschlingungswechsels eines Zylinderbezuges und der Position der neutralen Fasern auf den Umschlingungslänge	114
6.30 Mikroaufnahme einer negativ fördernden Flexodruckplatte (undeformiert)	116
6.31 Mikroaufnahme einer negativ fördernden Flexodruckplatte (deformiert)	116
6.32 Fördereigenschaften einer Flexodruckplatte am Abrolldemonstrator (AD) und Abrollprüfstand (APS) zur Prüfung der theoretischen Ansätze des negativen Förderverhaltens . . .	116
6.33 Visualisierung der Deformationen von Flexodruckplatten und Klischeeklebebändern zur Ermittlung der Deformationsverteilung und der Materialströmungen im Druckspalt	118

6.34	Fördereigenschaften von zwei verschiedenen Flexodruckplatten mit unterschiedlichen Klischeelebebändern zur Ermittlung des Einflusses der Federkonstanten auf das Förderverhalten	118
6.35	Förderverhalten von zwei inkompressiblen Fotopolymerplatten mit vier verschiedenen Klischeelebebändern unterschiedlicher Federkonstanten	119
6.36	Fördereigenschaften von einer inkompressiblen Flexodruckplatte mit vier inkompressiblen Unterlagen verschiedener Federkonstanten	119
6.37	Fördereigenschaften einer Vollgummi- und einer Schaumstoffschicht	120
6.38	Fördereigenschaften einer inkompressiblen und einer kompressiblen Flexodruckplatte ohne Doppelklebeband	121
6.39	Förderverhalten von einem positiven und einem negativen Zylinderbezug mit entfetteter und mit einer Seifenlösung geschmierter Zylinderbezugsfläche	121
6.40	Relativierung der absoluten Fördereigenschaften von bezogenen Zylindern am Beispiel zweier Fotopolymerplatten mit unterschiedlichen Plattenstärken	122
6.41	Förderverhalten einer Fotopolymerplatte am antreibenden Zylinder bei steigendem Bremsmoment des Gegendruckzylinder bei der Drehfrequenz von $1Hz$	124
6.42	Förderverhalten einer Fotopolymerplatte am antriebslosen Zylinder bei steigendem Bremsmoment des bezogenen Zylinders bei der Drehfrequenz von $1Hz$	125
6.43	Fördereigenschaften eines Drucktuches (TD) und einer Flexodruckplatte (FP) bei verschiedenen Zylinderdrehfrequenzen	125
7.1	Mikroaufnahme des Querschnitts einer Flexodruckplatte mit Klischeelebeband	127
7.2	Fördereigenschaften von fünf Fotopolymerplatten mit einem Doppelklebeband	128
7.3	Fördereigenschaften von drei Gummipplatten mit einem Klischeelebeband	129
7.4	Fördereigenschaften einer Flexodruckplatte mit vier Klischeelebebändern	130
7.5	Fördereigenschaften zweier kompressibler Flexodruckplatten	131
7.6	Visuelle Darstellung der Abhängigkeit des Förderverhaltens von Flexodruckplatten vom Verhältnis der Härte der Flexodruckplatte und der Härte des Klischeelebebandes	131
7.7	Messergebnisse der experimentellen Abrollversuche zur Ermittlung der Fördereigenschaften von 5 Flexodruckplatten mit 4 Klischeelebebändern	133
8.1	Mikroaufnahme des Querschnitts eines Luftpolsterdrucktuches	135
8.2	Mikroaufnahme des Querschnitts eines Luftpolsterdrucktuches im Druckspalt mit großer Deformation der Deckschicht und kleiner Deformation der restlichen Aufbausichten	136
8.3	Mikroaufnahmen von drei Drucktüchern mit verschiedenen Deckschichtstärken	137
8.4	Ermittelte Stärke der Deckschicht aller untersuchten Drucktuchproben	138
8.5	Einfluss des Deckschichtmaterials auf das Förderverhalten	138
8.6	Mikroaufnahmen von drei Lackplatten mit verschiedenen Deckschichtstärken	139
8.7	Am Abrollprüfstand ermittelte Fördereigenschaften von drei Lackplatten mit verschiedenen Deckschichtstärken	139
8.8	Mikroaufnahmen von drei Drucktüchern mit verschiedener Zahl der Gewebelagen	140
8.9	Federkonstanten der Stabilisierungsschichten der untersuchten Drucktücher	141
8.10	Federkonstanten der Festigkeitsschichten der untersuchten Drucktücher	141

8.11	Am Abrolldemonstrator gewonnene Kennlinien des Förderverhaltens von zwei unterschiedlich fördernden Drucktüchern in Kett- und Schussrichtung	142
8.12	Mikroaufnahme des Querschnitts eines Luftpolsterdrucktuches im Druckspalt mit kleiner Deformation der Deckschicht und großer Deformation der restlichen Aufbausichten . . .	142
8.13	Mikroaufnahme einer im Blähverfahren hergestellten Luftpolsterschicht	143
8.14	Mikroaufnahme einer auf Mikrosphären basierenden Luftpolsterschicht	143
8.15	Mikroaufnahmen von drei Drucktüchern mit unterschiedlichen Luftanteilen und verschiedenen Stärken der im Blähverfahren hergestellten Luftpolsterschichten	144
8.16	Ermittelte Stärken der Luftpolsterschichten aller Drucktücher	145
8.17	Einfluss der Art der Luftpolsterschicht auf das Förderverhalten	145
8.18	Experimentelles Förderverhalten von 55 Drucktüchern im Referenzpunkt	146
8.19	Experimentelles Fördertrend von 55 Drucktüchern im Referenzpunkt	146
8.20	Verschiedene Typen von Fördereigenschaften von Drucktüchern	147
8.21	Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 6 Drucktüchern des Typs A	148
8.22	Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 17 Drucktüchern des Typs B	148
8.23	Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 11 Drucktüchern des Typs C	148
8.24	Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 5 Drucktüchern des Typs D	149
8.25	Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 8 Drucktüchern des Typs E	149
8.26	Experimentell ermittelte Fördereigenschaften von 8 Drucktüchern des Typs F	149
9.1	Streudiagramm der numerischen Modellergebnisse und experimentellen Messergebnissen der Fördereigenschaften von allen untersuchten Flexodruckplatten	151
9.2	Korrelationsdiagramm der Modellergebnisse und der Messergebnisse der Fördereigenschaften von allen untersuchten Flexodruckplatten und Klischeeklebebändern	153
9.3	Normalverteilung der Modellabweichungen um die Regressionslinie	153
9.4	Modellierte und experimentelle Fördervereigenschaften von untersuchten Flexodruckplatten mit vier verschiedenen Klischeeklebebändern	156
9.5	Streudiagramm der numerischen Modellergebnisse und experimentellen Messergebnisse des Förderverhaltens von allen untersuchten Drucktuchproben	157
9.6	Normalverteilung der Korrelationspunkte der Modellergebnisse und der Messergebnisse der Fördereigenschaften von Drucktüchern um die Regressionslinie	158

Tabellenverzeichnis

4.1	Erfasste Messdaten zur Ermittlung des Kalibrierungsfaktors und zur Überprüfung der Linearität und der Wiederholbarkeit des Radialkraftaufnehmers	56
4.2	Erfasste Messdaten zur Ermittlung des Kalibrierungsfaktors und zur Prüfung der Linearität und der Wiederholbarkeit des Näherungssensors	59
4.3	Maße der untersuchten Zylinderbezugsproben	66
5.1	Ausschnitt aus der am Abrollprüfstand erfassten Rohdatentabelle	82
5.2	Ausgewertete Rohdaten aus dem Abrollprüfstand	83
5.3	Ausgewertete und in korrekte Einheiten umgerechnete Messdaten	83
7.1	Eigenschaften der Fotopolymerplatten	128
7.2	Eigenschaften der Gummiplatten	128
7.3	Eigenschaften der Klischeeklebebänder	129
7.4	Eigenschaften kompressibler Gummiklischees	130
9.1	Eigenschaften der untersuchten Flexodruckplatten und Klischeeklebebänder	151
9.2	Experimentelle und modellierte (Modell 9.2) Fördereigenschaften von Flexodruckplatten .	152
9.3	Experimentelle und modellierte (Modell 9.3) Fördereigenschaften von Flexodruckplatten .	152
9.4	Experimentelle und modellierte Fördereigenschaften von Drucktüchern	159

Literaturverzeichnis

- [1] Gerhard Strothmann. *Untersuchung der Schlupfverhältnisse an Wälzrädern mit weichelastischem Belag bei Kraftübertragung*. Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 1975.
- [2] Franz Holzweißig. *Dynamische Untersuchungen an der Zylindergruppe einer Offsetmaschine*. Technische Universität Dresden, 1959.
- [3] Helmut Kipphan. *Handbuch der Printmedien*. Springer-Verlag, 2000.
- [4] N. Spiegel. *Form- und reibschlüssige Antriebe in Druckwerken und ihr Zusammenwirken*. Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren, Technische Universität Darmstadt, 1983.
- [5] Winfried Hammele. *Ermittlung der elastischen und viskoelastischen Kennwerte von Polymerwerkstoffen durch Rollkontaktversuche*. VDI Verlag Berlin, 1997.
- [6] Michael Glück. *Untersuchung des Rollverhaltens von Mehrwalzen-Systemen unter Einbeziehung einer viskoelastischen Walze*. Institutsbericht Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren, Technische Universität Darmstadt, 1976.
- [7] Günter Pfeiffer. *Beitrag zum Problem der Rollvorgänge in Druckmaschinen unter besonderer Berücksichtigung der visko-elastischen Eigenschaften von Walzenbelägen*. Institutsbericht Institut für Druckmaschinen und Druckverfahren, Technische Universität Darmstadt, 1970.
- [8] Guangqiu Wang. *Rollkontakt zweier viskoelastischer Walzen mit coulombscher Reibung*. Technische Universität Berlin, 1991.
- [9] Hubertus Winkler. *Berechnung der Temperatur-und Spannungsfelder von Gleit-Wälzpaarungen*. Technische Universität München, 1986.
- [10] H.A. Borchardt. Rolling radius of rubber-covered cylinders. *Machine Design Nr. 9 London*, pages 120–122, 1959.
- [11] W. Eschenbach, K.R. Scheuter, and G. Pfeiffer. Zum Einfluss des visko-elastischen Verhaltens eines Belagmaterials auf den Rollvorgang zweier Walzen. *Archiv für Drucktechnik - Druck 105, Heft 1*, pages 62–65, 1968.
- [12] Erhard Bauerfeind. *Untersuchungen an zylindrischen Gummiwälzrädern*. Braunschweig, 1966.
- [13] R.D.W. Miller. Variations of line pressure and rolling speed with indentation of covered rollers. *British Journal of Applied Physics*, 15(11):1423–1435, 1964.
- [14] R.D.W. Miller. Theory of impression and rolling contact. *The Penrose Annual LIV*, pages 111–114, 1960.
- [15] Josef Jörg. *Über den Rollvorgang in einem Walzenpaar und die Kraftübertragung auf eine durchlaufende Stoffbahn*. Technische Universität München, 1979.
- [16] H. Ansorge and J. Jentsch. Beanspruchung und Betriebsverhalten von gummierten Walzen. *Wissenschaftliche Schriftenreihe der Technischen Universität Karl-Marx-Stadt*, 1988.
- [17] D. Nowell and D.A. Hills. Tractive rolling of tyred cylinders. *International journal of mechanical sciences*, 30(12):945–957, 1988.

- [18] D.A. Hills, D. Nowell, and A. Sackfield. Mechanics of elastic contacts. *Butterworth-Heinemann, London*), 21:235–237, 1993.
- [19] M.J.M. Heyne. *Rolling phenomena in offset printing*. Advances in Printing Science and Technology Niederlande, 1977.
- [20] K. Schaschek, R. Christel, O. Hahn, S. Ohlhauser, and R. Rommel. *The effect of printing blankets on the rolling condition of printing cylinders*. König & Bauer, Würzburg, 2009.
- [21] A. Hansen. The physical conditions in the printing zones in offset presses and their relation to print quality, characterization and optimization. In *The 15th IARIGAI Conference Norway*, 1969.
- [22] R. Kettinger and R.v. Lospichl. Die Einflüsse von Gummituch und Aufzug auf die Druckabwicklung im Offsetdruck, 1975.
- [23] A.A. Tjurin. Das Gleiten im Druckbereich. *Mitteilung des IPM Moskau*, 4:94–103, 1956.
- [24] R. Kettinger and R.v. Lospichl. Die Einflüsse von Gummituch und Aufzug auf die Druckabwicklung im Offsetdruck, 1975.
- [25] K. Schaschek. Charakterisierung der dynamischen Eigenschaften von Drucktüchern. *Chemnitz*, 2005.
- [26] J. Herrmann. Drucktücher für den Rollenoffset. *Vortrag VDD-Seminar, Darmstadt*, 2003.
- [27] H.A. Borchardt. Experimental studies of rolling in relation to cylinder coverings in letterpress and offset printing. *Association of Printing Technologists: Printing Technology, Band 2. London*, pages 57–65, 1958.
- [28] R.D.W. Miller. Pressure and speed effects of cylinder covering during printing. *Advances in Printing Sci. Technol.*, 2(1):35, 1962.
- [29] R.D.W. Miller. Printing blanket properties and nip conditions on two blanket testing instruments. *The 10th IARIGAI Conference, Austria*, 1969.
- [30] W. Schirmer. Betrachtung der Druckabwicklung an Bogenoffsetdruckmaschinen I. *Fachzeitschrift für Typografie, Polygrafische Technik und Papierveredelung, Leipzig*, 1969.
- [31] W. Schirmer. Betrachtung der Druckabwicklung an Bogenoffsetdruckmaschinen II. *Fachzeitschrift für Typografie, Polygrafische Technik und Papierveredelung, Leipzig*, 1969.
- [32] J.M. Smith. How true rolling affects blanket performance. *London*, 1980.
- [33] FOGRA. Das Abwicklungsverhalten von Gummitüchern im Offsetdruck. *Deutschland*, 1982.
- [34] Kenneth Langstreth Johnson. *Contact mechanics*. Cambridge university press, 1987.
- [35] Joost Jacques Kalker. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction. *Delft*, 1967.
- [36] Heinrich Hertz. Über die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 92:156–171, 1882.
- [37] L. Föppl. Die strenge Lösung für die rollende Reibung. *München*, 1947.
- [38] G. Heinrich. Zu L. Föppls Theorie der rollenden Reibung. *Österr. Ing. Arch.* 4, pages 363–375, 1959.
- [39] H. Bufler. Beanspruchung und Schlupf beim Rollen elastischer Walzen. *Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens A*, 27(4):121–126, 1961.
- [40] Osborne Reynolds. On rolling-friction. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 6(166):155–174, 1876.
- [41] Gerhard Heinrich and Kurt Desoyer. Rollreibung mit unterschiedlichen Werten für den Haft- und Gleitreibungskoeffizienten. *Ingenieur-Archiv*, 38(1):35–45, 1969.
- [42] Lev Aleksandrovich Galin. *Contact problems: the legacy of LA Galin*, volume 155. Springer, 2008.

-
- [43] R.H. Bentall and K.L. Johnson. Slip in the rolling contact of two dissimilar elastic rollers. *International journal of mechanical sciences*, 9(6):389–404, 1967.
- [44] R.H. Bentall and K.L. Johnson. An elastic strip in plane rolling contact. *International Journal of Mechanical Sciences*, 10(8):637–663, 1968.
- [45] Kurt Desoyer. Zur rollenden Reibung zwischen Scheiben mit verschiedenen Elastizitätskonstanten. *ZAMM-Journal of Applied Mathematics and Mechanics/Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 36(7-8):274–276, 1956.
- [46] Siegfried Schmauder and Markus Meyer. Correlation between Dundurs parameters and elastic constants. *Zeitschrift für Metallkunde*, 83(7):525, 1992.
- [47] Hans Fromm. Berechnung des Schlupfes beim Rollen deformierbarer Scheiben. *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*, 7(1):27–58, 1927.
- [48] K. Knothe and G. Wang. Zur Theorie der Rollreibung zylindrischer Kunststofflaufräder. *Konstruktion*, 41(H. 6):193–200, 1989.
- [49] F. Hiss, K. Knothe, and G. Wang. Stationärer Rollkontakt für Walzen mit viskoelastischen Bandagen. *Konstruktion*, 44(3):105–112, 1992.
- [50] Joost Jacques Kalker. *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*, volume 2. Springer, 2013.
- [51] Ulrich Miedler. *Numerische Berechnung des Rollkontakts von zwei viskoelastischen Walzen mit dem Programm VISCON*. Inst. für Luft- u. Raumfahrt, Techn. Univ. Berlin, 1993.
- [52] Joost Jacques Kalker. A survey of the mechanics of contact between solid bodies. (*Gesellschaft für angewandte Mathematik und Mechanik, Wissenschaftliche Jahrestagung, Graz, Austria, Apr. 5-9, 1976.*) *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik*, 57, 1977.
- [53] Ernest Rabinowicz and R.I. Tanner. Friction and wear of materials. *Journal of Applied Mechanics*, 33:479, 1966.
- [54] Gwidon Stachowiak and Andrew W. Batchelor. *Engineering tribology*. Butterworth, 2013.
- [55] John Williams. *Engineering tribology*. Cambridge University Press, 2005.
- [56] Karl Sommer, Rudolf Heinz, and Jörg Schöfer. Verschleiß metallischer Werkstoffe. *Wiesbaden: Vieweg+ Teubner*, 90(4), 2010.
- [57] Horst Czichos and Karl-Heinz Habig. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Springer-Verlag, 2010.
- [58] Frederick William Carter. On the action of a locomotive driving wheel. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, containing papers of a mathematical and physical character*, 112(760):151–157, 1926.
- [59] Valentin L. Popov. *Kontaktmechanik und Reibung: Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation*. Springer-Verlag, 2009.
- [60] A.W. Bush, R.D. Gibson, and T.R. Thomas. The elastic contact of a rough surface. *Wear*, 35(1):87–111, 1975.
- [61] H. Peter Jost. *Lubrication: Tribology; Education and Research; Report on the Present Position and Industry's Needs*. HM Stationery Office, 1966.
- [62] Frank Philip Bowden, Frank Philip Bowden, and David Tabor. *The friction and lubrication of solids*, volume 1. Oxford university press, 2001.
- [63] A.H. Uppal, S.D. Probert, and T.R. Thomas. The real area of contact between a rough and a flat surface. *Wear*, 22(2):163–183, 1972.
- [64] Igor Viktorovic Kragelskij and Gottlieb Polzer. *Reibung und Verschleiß*. Verlag Technik, 1971.
-

- [65] J.A. Greenwood and J.B. P.I. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the royal society of London. Series A. Mathematical and physical sciences*, 295(1442):300–319, 1966.
- [66] Peter Brüser. *Tangentialkraftübertragung und Schlupfverhalten bei Wälzgetrieben*. Techn. Univ., Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik, Habil.-Schr., Braunschweig, 1979.
- [67] H. Buefner. Zur Theorie der rollenden Reibung. *Ingenieur-Archiv*, 27(3):137–152, 1959.
- [68] H. Poritsky. Stresses and deflections of cylindrical bodies in contact with application to contact of gears and of locomotive wheels. *Journal of Applied Mechanics*, 17(2):191–201, 1950.
- [69] H. Poritsky. Stresses and deflections of cylindrical bodies in contact with application to contact of gears and of locomotive wheels. *Journal of Applied Mechanics*, 17(4), 1950.
- [70] Margaret Hannah. Contact stress and deformation in a thin elastic layer. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 4(1):94–105, 1951.
- [71] G.J. Parish. Measurements of pressure distribution between metal and rubber covered rollers. *British Journal of Applied Physics*, 9(4):158–161, 1958.
- [72] G.J. Parish. Apparent slip between metal and rubber-covered pressure rollers. *British Journal of Applied Physics*, 9(11):428–433, 1958.
- [73] G.J. Parish. Calculation of the behaviour of rubber-covered pressure rollers. *Rubber Chemistry and Technology*, 35(2):403–410, 1962.
- [74] Heinrich Lütkebohle. *Roll- und Wälzreibung zylindrischer Räder aus thermoplastischen Kunststoffen*. Technische Universität Berlin, 1984.
- [75] R.D.W. Miller. Some effects of compressibility on the indentation of a thin elastic layer by a smooth rigid cylinder. *Applied Scientific Research*, 16(1):405–424, 1966.
- [76] D.D.A.D. Nowell and D.A. Hills. Mechanics of fretting fatigue tests. *International Journal of Mechanical Sciences*, 29(5):355–365, 1987.
- [77] O.R. Berner and K.H. Wehking. *Lebensdauer von Drahtseilen in Treibscheibenaufzügen*. Stuttgart, 2006.
- [78] Michael Molkow. *Die Treibfähigkeit von gehärteten Treibscheiben mit Keilrillen*. Stuttgart, 1982.
- [79] A.J. Staverman and F. Schwarzl. Die Physik der Hochpolymeren. *Springer-Verlag, Berlin*, 1956.
- [80] Roderic Lakes. Foam structures with a negative Poisson's ratio. *Science*, 235:1038–1041, 1987.
- [81] Burkle Maria. A stretch of the imagination. *New Scientist*, 154(2085):36–39, 1997.
- [82] S.P. Tokmakova. Stereographic projections of poisson's ratio in auxetic crystals. *Physica status solidi (b)*, 242(3):721–729, 2005.
- [83] Jan Göhler. Das dreidimensionale viskoelastische Stoffverhalten im großen Temperatur- und Zeitbereich am Beispiel eines in der automobilen Aufbau- und Verbindungstechnik verwendeten Epoxidharzklebstoffs. *Technischen Universität Dresden*, 2010.
- [84] G. Schenkel. Schallgeschwindigkeit und andere Zustandsfunktionen von Kunststoffen. *Kunststoffe*, 62(9):575–580, 1973.
- [85] G. Schenkel. Verfahren zum Bestimmen der Poissonzahl insbesondere bei Kunststoffen. *Kunststoffe*, 63(1):49–53, 1973.
- [86] G. Pohl. Das grundsätzliche Relaxationsverhalten des Poissonschen Verhältnisses von Plasten und dessen Beziehung zum Elastizitätsmodul. *Zeitschrift für polymere Werkstoffe, Fachverbund Chemische Technik*, 12(6):330–332, 1965.
- [87] A. Lutsch. Eine einfache Methode zur Messung der elastischen Konstanten mit Hilfe von Ultraschallimpulsen. *Zeitschrift für angewandte Physik*, 4:166–168, 1952.

-
- [88] Otto Föppl. *Eine neue Elastizitätstheorie, die sich auf die natürlichen Elastizitätskonstanten E_0 und G stützt: Biegeschwingungen an umlaufendem Rotoren; Unstimmigkeiten zwischen Theorie und Praxis*. Vieweg, Braunschweig, 1950.
- [89] Antonio Strozzi. *Contract stresses in hip replacements*. Durham University, 1992.
- [90] Uwe Frank. *Der Querkontraktionszahl von Kunststoffen, dargestellt am Beispiel amorpher Thermoplaste*. Stuttgart, 1984.
- [91] Georg Menges, Edmund Haberstroh, Walter Michaeli, and Ernst Schmachtenberg. *Menges Werkstoffkunde Kunststoffe*. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2014.
- [92] G.W. Ehrenstein and G. Erhard. *Konstruieren mit Polymerwerkstoffen*. Carl Hanser Verlag, München, 1983.
- [93] Klaus Hying. *Analyse der viskoelastischen Eigenschaften von Poly (tetrafluorethylen) im Bereich des [beta]-übergangs*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2003.
- [94] Anders K. Olsson. *Finite element procedures in modelling the dynamic properties of rubber*. Lund University, 2007.
- [95] Cornelia Cuntze. Untersuchungen zur Viskoelastizität von Tabletten mittels dynamisch-mechanischer Analyse. *Rheinische Friedrich-Wilhelms-University Bonn/G*, 2003.
- [96] Peter Fischer. Nicht-lineare rheologische Phänomene in viskoelastischen Tensidlösungen. *Wissenschaftlicher Buchverlag Dr. Fleck*, 1995.
- [97] Dietmar Gross, Werner Hauger, Walter Schnell, and Peter Wriggers. *Technische Mechanik*, volume 296. Springer, 2004.
- [98] August Föppl. *Vorlesungen über technische Mechanik: Die wichtigsten Lehren der höheren Elastizitätstheorie*. BG Teubner, 1907.
- [99] D. Tabor. The mechanism of rolling friction. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 7(43):1055–1059, 1952.
- [100] D. Tabor. The mechanism of rolling friction. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 45(369):1081–1084, 1954.
- [101] Donald G. Flom. Rolling friction of polymeric materials. i. elastomers. *Journal of applied physics*, 31(2):306–314, 1960.
- [102] J. Halling. The relationship between surface texture and rolling resistance of steel. *British Journal of Applied Physics*, 9(11):421, 1958.
- [103] K.L. Johnson. Rolling resistance of a rigid cylinder on an elastic-plastic surface. *International Journal of Mechanical Sciences*, 14(2):145–148, 1972.
- [104] D.G. Flom and A.M. Bueche. Theory of rolling friction for spheres. *Journal of Applied Physics*, 30(11):1725–1730, 1959.
- [105] W.D. May, E.L. Morris, and D. Atack. Rolling friction of a hard cylinder over a viscoelastic material. *Journal of Applied Physics*, 30(11):1713–1724, 1959.
- [106] L.W. Morland. A plane problem of rolling contact in linear viscoelasticity theory. *Journal of Applied Mechanics*, 29(2):345–352, 1962.
- [107] L.W. Morland. Exact solutions for rolling contact between viscoelastic cylinders. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 20(1):73–106, 1967.
- [108] S.C. Hunter. The rolling contact of a rigid cylinder with a viscoelastic half space. *Journal of Applied Mechanics*, 28(4):611–617, 1961.
- [109] J.A. Greenwood, H. Minshall, and D. Tabor. Hysteresis losses in rolling and sliding friction. *Proceedings of the Royal Society of London. Mathematical and Physical Sci.*, 259(1299):480–507, 1961.
-

- [110] M. Märker. Ermittlung der Rollreibungszahlen der Paarung Gummi-Stahl. *Wiss.-Techn. Zeit. für Forsch. Entw. u. Kons.*, 12(4):180–185, 1963.
- [111] J. Margetson. Rolling contact of a smooth viscoelastic strip between rotating rigid cylinders. *International Journal of Mechanical Sciences*, 13(3):207–215, 1971.
- [112] I.G. Goriacheva. Contact problem of rolling of a viscoelastic cylinder on a base of the same material. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 37(5):925–933, 1973.
- [113] E. Henning. *Untersuchungen zum Rollwiderstand gehärteter Stahl-Stahl-Paarungen*. Technische Universität Braunschweig, 1967.
- [114] J. Kunz and E. De Maria. Die Abplattung im Kontaktproblem paralleler Zylinder. *Forschung im Ingenieurwesen*, 67(4):146–156, 2002.
- [115] S. Schmidt. *Untersuchung der Abrollvorgänge in Druckmaschinen hinsichtlich des Rollwiderstandes von Walzen mit viskoelastischem Belag*. Würzburg, 2008.
- [116] D. Loibl. *Vergleichende Gummituch-Untersuchungen*. Deutsche Forschungsgesellschaft für Druck- und Reproduktionstechnik e.V. Technische Vorträge 1977/78, 1977.
- [117] G. Laubmann. *Vergleichende Gummituch-Untersuchungen*. Deutsche Forschungsgesellschaft für Druck- und Reproduktionstechnik e.V. Technische Vorträge 1977, 1977.
- [118] G. Laubmann. *Die richtige Wahl des Gummituches*. FOGRA Mitteilungen Nr. 94, Deutsche Forschungsgesellschaft für Druck- und Reproduktionstechnik e.V. Technische Vorträge 1977, 1977.
- [119] Dan Xu. *Dry rolling friction and wear of elastomer systems and their finite element modelling*. Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Technischen Universität Kaiserslautern, 2009.
- [120] H. Heine. *Eigenschaften von Offset-Drucktuchern: Entscheidungshilfen für die Drucktuchauswahl*. Bundesverband für Druck und Medien, Wiesbaden, 2003.
- [121] H.A. Borchardt. *Rollradius von mit Gummi überzogenen Zylindern*. Berlin, 1960.
- [122] K. Lindner. Die Lochkarte als Informationsspeicher und als technisches Problem. *Feinwerktechnik*, 67(2):54–61, 1963.
- [123] P. Kornmann. Untersuchung zur Ermittlung der Beanspruchung von Gummiwalzen beim Transport von Flachformstoffen. *Zeitschrift für Führungskräfte des grafischen Gewerbes*, 104(11):75–80, 1967.
- [124] P. Kornmann. *Untersuchungen zur Ermittlung verarbeitungstechnischer Kennwerte des kontinuierlichen Flachformstofftransportes in Verarbeitungsmaschinen*. Karl-Marx-Stadt, 1969.
- [125] P. Kornmann. Zur Förderabweichung beim kontinuierlichen Transport von Flachformstoffbahnen durch einen Zylinder. *Papier und Druck*, 21(8):118–122, 1972.
- [126] Robert Köhler. *Beitrag zur Ermittlung der Förderabweichungen beim kontinuierlichen Mehrlagen-transport von Papier durch ein Zugwalzenpaar: Textt*. Karl-Marx-Stadt, 1971.
- [127] Günther Brandenburg. *Über das dynamische Verhalten durchlaufender elastischer Stoffbahnen bei Kraftübertragung durch Coulomb'sche Reibung in einem System angetriebener, umschlungener Walzen*. Fakultät für Maschinenwesen und Elektrotechnik, München, 1971.
- [128] Karl R. Scheuter, Eberhard Meißner, and Judi Sutanto. *Untersuchung von Papierzugvorrichtungen von Rollenrotationsmaschinen bei stationärem Bahntransport*. Inst. f. Druckmaschinen u. Druckverfahren, 1976.
- [129] Jungmann Jan. *Eigenschaften und Einflüsse auf den Offset-Druckprozeß*. Präsentation, 2009.
- [130] Roland Michel. *Modellierung des Verhaltens von Papier und Gummituch im Druckspalt von Offsetdruckmaschinen*. Technische Universität Chemnitz, 1999.

-
- [131] Aous Bouabid. *Numerische und experimentelle Untersuchungen zum mechanisch-drucktechnischen Verhalten von Offsetdrucktüchern unter besonderer Berücksichtigung ihrer hyper- und schaumelastischen Eigenschaften*. Technische Universität Darmstadt, 2008.
- [132] Udo Nackenhorst. *Rollkontaktdynamik: numerische Analyse der Dynamik rollender Körper mit der Finite-Element-Methode*. Institut für Mechanik, Hamburg, Habilitation, 2000.
- [133] Sabine Damme. *Zur Finite-Element-Modellierung des stationären Rollkontakts von Rad und Schiene*. Inst. für Mechanik und Flächentragwerke, Dresden, 2006.
- [134] Noboru Kikuchi and John Tinsley Oden. *Contact problems in elasticity: a study of variational inequalities and finite element methods*. Philadelphia, 1988.
- [135] Thomas Rauscher. *Modellierung des reibungsbehafteten Rollkontakts elasto-plastischer metallischer Festkörper*. Universität Dortmund, 2000.
- [136] W.S. Rasband. *ImageJ*. U. S. National Institutes of Health, Bethesda, Maryland, USA, 1997-2019.
- [137] Bonne Aans. *Nonlinear Polar Transformer*. Center for Optical Diagnostics and Therapy, Erasmus Medical Center, Rotterdam, The Netherlands, 2010-2019.
- [138] Stephan Preibisch. *Grid/Collection Stitching*. Berlin Institute of Medical Systems Biology (BIMSB), Berlin, 2008-2019.
- [139] H. Özkan. *Aufbau und Inbetriebnahme eines Drucktuchprüfstandes*. Bachelorarbeit, Hochschule der Medien Stuttgart, 2012.
- [140] Alex Prudencio. *Extended Depth of Field*. École polytechnique fédérale de Lausanne (EPFL), Lausanne, 2010-2019.
- [141] Scilab Enterprises. *Scilab: Free and Open Source software for numerical computation*, 1990-2019.
- [142] Mihael Gajičić. Experimental study of the deformation of printing blankets by means of an optical analysis. *GRID Symposium 2016, Faculty of technical sciences in Novi Sad*, pages 129–139, 2016.
- [143] Karl Schaschek. *Untersuchung der Dehnungszustände von Drucktüchern im Nipp*. Bahnlaufseminar 14, Technische Universität Chemnitz, 2019.
- [144] Arne Ellermann. *Der Bauschingerereffekt bei vergüteten, bainitischen und normalisierten Zuständen der Stähle 42CrMoS4 und 100Cr6*, volume 15. Kassel university press GmbH, 2013.
- [145] Eckard Macherauch and Hans-Werner Zoch. Praktikum in Werkstoffkunde. *Kaltumformen durch Walzen*, Springer, V9:79–85, 2014.
- [146] Hartmut Hoffmann, Günter Spur, and Reimund Neugebauer. *Handbuch Umformen*. Carl Hanser Fachbuchverlag, 2012.
- [147] A. H. Fritz. *Umformen*. In: *Fritz A. (eds) Fertigungstechnik*. Springer-Lehrbuch. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2018.
- [148] Christian Overhagen. *Modelle zum Walzen von Flach- und Vollquerschnitten*. Maschinenbau und Verfahrenstechnik der Universität Duisburg-Essen, 2018.
- [149] Volker Läßle. Einführung in die Festigkeitslehre. *Vieweg+Teubner, Wiesbaden*, 2008.
- [150] Andreas Öchsner. Euler-Bernoulli-Balken. In *Theorie der Balkenbiegung*. Springer, 2016.
- [151] Rainer Schlangen. Biegeverkürzung. <http://evolutiontec-engineering.de/Biegeverkuerzung-Wiki.pdf>, 2010. [Online; 22.03.2019].
- [152] Mihael Gajičić. Die Abwicklung im Flexodruckwerk beurteilen und richtig einstellen. *Flexo+Tief-Druck, technische Fachzeitschrift für den Verpackungsdruck*, pages 12–13, November 2017.
- [153] Mihael Gajičić. *Tangentiale Deformation der Deckschicht unterschiedlicher Drucktücher infolge der Zylinderbeistellung im Druckspalt*. Bahnlaufseminar 14, Technische Universität Chemnitz, 2019.
-

Lebenslauf

Der Lebenslauf ist in der Online-Version aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.