

Untersuchungen der Prozessdynamik beim Präzisionshonen

Dissertation

zur Erlangung des Grades
des Doktors der Ingenieurwissenschaften
der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät
der Universität des Saarlandes

von

Sven Klein

Saarbrücken, 2020

Tag des Kolloquiums: 27.01.2021
Dekan: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Jörn Walter
Berichterstatter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Bähre
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dirk Biermann
Vorsitz: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Vielhaber
Akad. Mitarbeiter: Dr.-Ing. Wolfgang Ripplinger

Kurzzusammenfassung

Die vorliegende Arbeit trägt den Titel „Untersuchungen zur Prozessdynamik beim Präzisionshonen“ und beschäftigt sich mit dem Langhub-Innen-Rundhonen. Der Honprozess stellt ein Fertigungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide dar, welches zur Herstellung von Funktionsoberflächen mit höchsten Ansprüchen hinsichtlich Form-, Maß- und Lagegenauigkeit, Randzonen- und Oberflächenqualität sowie tribologischer Eigenschaften eingesetzt wird. Je nach Anwendungsfall können zusätzlich die Bohrungsform sowie die Lage der Bohrungsachse gezielt korrigiert werden. Der Fokus der Arbeit liegt hierbei auf der kardanischen Vorrichtung, die zum einen das Bauteil selbst fixiert und zum anderen die notwendigen Freiheitsgrade im zentralen Werkzeug-Vorrichtungssystem realisiert. Hierbei handelt es sich um zwei translatorische und zwei angulare Freiheitsgrade zur Realisierung einer gleichachsigen Bearbeitung. Zur Einhaltung eines stabilen Honprozesses ist somit die Definition von Prozessgrenzen unabdingbar. Durch den Aufbau einer speziell konstruierten Versuchsvorrichtung sollen diese hochauflösend untersucht und dargestellt werden. Mittels einer Modellierung soll parallel die Eignung verschiedener Ansätze zur Beschreibung von Reibverhältnissen im Vorrichtungssystem dargelegt werden. Die Arbeit schließt mit Ansätzen zur Optimierung der Prozessdynamik ab, welche gleichzeitig Möglichkeiten zur Verbesserung des Honprozesses abbilden sollen.

Abstract

The present paper with the title 'Investigations on process dynamics in precision honing' and focuses on internal long-stroke honing. The honing process is a manufacturing process with a geometrically undefined cutting edge which is used for the production of functional surfaces with highest specifications regarding form, dimension and position accuracy, edge zones and surface quality as well as tribological properties. Additionally, the form of the bore and the position of the bore axis can be corrected depending on the application. The focus of the thesis lies on the honing gimbal which fixes the workpiece and at the same time realizes the required degrees of freedom in the tool and fixture system. This system includes two translational and two angular degrees of freedom to realize a coaxial machining axis. To guarantee a stable honing process, the definition of process limits is essential. A specially constructed test fixture realizes measurements with a high resolution. Based on different friction models the conditions in the gimbal will be presented. The thesis will be finalized with the description of possibilities to optimize the process dynamics and thus to improve the honing process.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fertigungstechnik an der Universität des Saarlandes.

Ich möchte mich besonders bei meinem Doktorvater, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dirk Bähre, für die langjährige und ausgezeichnete Betreuung meiner Dissertation bedanken. Durch die fachlichen Dissertationsdurchsprachen konnte ich all meine wissenschaftlichen Fragestellungen diskutieren und gewann hieraus neue wertvolle Anregungen zur Ausgestaltung meiner wissenschaftlichen Arbeit. Darüber hinaus danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dirk Biermann vom Institut für Spanende Fertigung der technischen Universität Dortmund für die Übernahme der Zweitgutachtertätigkeit.

Des Weiteren danke ich allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Fertigungstechnik für die sehr gute und angenehme Zusammenarbeit in meiner Zeit als wissenschaftlicher Arbeiter sowie als wissenschaftliche Hilfskraft während meines Masterstudiums. Insbesondere der Arbeitsgruppe Honen, allen studentischen und wissenschaftlichen Hilfskräften, die mich in den letzten Jahren unterstützt haben. Einen weiteren Dank möchte ich Herrn Bernd Schmitt für das Gegenlesen dieser Arbeit aussprechen.

Herrn Murat Güner, M.Sc., ehemaliger Bachelorand und Masterand, ehemalige studentische und wissenschaftliche Hilfskraft sowie Nachfolger meiner Position als Projektverantwortlicher der Arbeitsgruppe Honen danke ich für die Unterstützung bei all meinen Aufgaben und Vorhaben. Zusätzlich freue ich mich Hr. Güner als Freund gewonnen zu haben.

Herrn Dr.-Ing. Uwe Moos, Freund und Kollege, danke ich für die sehr fachlichen Diskussionen auf dem Gebiet der Hontechnologie.

Ein besonderer Dank gilt der Firma KADIA Produktion GmbH & Co.; insbesondere dem Geschäftsführer, Dipl.-Wi.-Ing. Henning Klein, dem Leiter Verfahrenstechnik Honen, Herrn Rainer Maier und dem Leiter Entwicklung Werkzeuge und Vorrichtungen, Herrn Dipl.-Ing. (BA) Jochen Brandstetter, für die Unterstützung im Rahmen der Zusammenarbeit zwischen KADIA und dem Lehrstuhl für Fertigungstechnik. Des Weiteren danke ich Herrn Karl Forsch, der mich in meiner Promotion mit Rat und Tat unterstützte.

Mein besonderer Dank gilt meiner Ehefrau Cynthia Klein, die mir zu jeder Phase meiner Promotion als auch darüber hinaus Rückhalt und Unterstützung geboten hat. Darüber hinaus danke ich meiner Familie, dass sie mir mein Studium ermöglicht haben.

Sven Klein

INHALTSVERZEICHNIS

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	III
SYMBOLVERZEICHNIS	IV
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	X
TABELLENVERZEICHNIS	XIV
1 EINLEITUNG	1
2 STAND DER TECHNIK UND FORSCHUNG	4
2.1 BEDEUTUNG DES HONVERFAHRENS	4
2.2 DER HONPROZESS.....	6
2.2.1 Wechselwirkungen im Honprozess und Verfahrensmerkmale	6
2.2.2 Prozesskinematik, -führung und gleichachsige Bearbeitung	7
2.2.3 Zerspanprozess beim Honen	12
2.2.4 Honwerkzeug und Honschneidbeläge	15
2.2.5 Vorrichtungskonzepte.....	18
2.2.6 Der Honprozess unter Berücksichtigung der Qualitätsmerkmale	22
2.3 GRUNDLAGEN ZUR MODELLIERUNG VON REIBUNG	26
2.3.1 Allgemeine Beschreibung von Reibungsvorgängen	26
2.3.2 Statische und dynamische Reibmodelle	27
2.3.3 Vergleich statischer und dynamischer Reibmodelle am Modellbeispiel	37
2.4 DYNAMISCHES PROZESSVERHALTEN IN DER FERTIGUNGSTECHNIK	41
3 KONZEPT ZUR BESCHREIBUNG DER PROZESSDYNAMIK	44
4 UNTERSUCHUNGEN ZUR PROZESSDYNAMIK IM HONPROZESS	47
4.1 VERSUCHSMETHODEN.....	47
4.1.1 Honmaschine und Messtechnik	47
4.1.2 Prozessgrenzen im Honprozess	48
4.1.3 Statische und dynamische Bewegungsmerkmale.....	55
4.2 KONZEPTE VORSTELLUNG ZUR UNTERSUCHUNG DER PROZESSDYNAMIK	55
4.2.1 Konzept der translatorischen und angularen Bewegungen	55
4.2.2 Kardanische Versuchsvorrichtung.....	59
4.3 METHODISCHE DARSTELLUNG DER VERSUCHSDURCHFÜHRUNG	61
5 MODELLBILDUNG DER KARDANISCHEN VORRICHTUNG ZUR BESCHREIBUNG DER PROZESSDYNAMIK	65
5.1 MODELLIERUNG UND SIMULATION	65
5.2 PHYSIKALISCHE ERSATZMODELLE ZUR BESCHREIBUNG DER KARDANISCHEN VORRICHTUNG.....	67
5.2.1 Modellierung der translatorischen Ausgleichbewegungen.....	67
5.2.2 Modellierung der angularen Ausgleichbewegungen	70
5.2.3 Einfluss von Querkräften auf die kardanische Vorrichtung	73

5.3	ÜBERSICHT DER MODELLPARAMETER DER REIBMODELLE	74
5.4	ANALYSE DER MODELLPARAMETER ZUM AUFBAU DER SIMULATION	76
5.4.1	Prozessparameter und resultierende Weganregung	76
5.4.2	Experimentelle und theoretische Modellparameter	81
5.5	BESCHREIBUNG DER MODELLPARAMETER ZUM AUFBAU DER REIBMODELLE	82
5.5.1	Reibprüfung und Messtechnik	82
5.5.2	Versuchsablauf und Reibwertbestimmung	83
5.5.3	Theoretische und weitere Modellparameter der Reibmodelle	84
6	SIMULATIONSANALYSE DER PROZESSDYNAMIK	86
6.1	EIGNUNG UNTERSCHIEDLICHER REIBMODELLE	86
6.2	IMPLEMENTIERUNG DER PROZESSGRÖßEN UND BESCHREIBUNG DES SIMULATIONSaufbaus	86
6.3	SIMULATIONSANALYSE DURCH DIREKTEN VERGLEICH DER REIBMODELLE FÜR DEN TRANSLATORISCHEN FALL	89
6.4	SIMULATIONSANALYSE DURCH DIREKTEN VERGLEICH DER REIBMODELLE FÜR DEN ANGULAREN FALL	94
6.5	FAZIT DER SIMULATIONSANALYSE	96
7	EXPERIMENTELLE ANALYSE DER PROZESSDYNAMIK	97
7.1	EINFLUSS VERSCHIEDENER PROZESSPARAMETER AUF DIE PROZESSDYNAMIK	97
7.2	TRANSLATORISCHE UND ANGULARE AUSGLEICHBEWEGUNGEN DER KARDANISCHEN VORRICHTUNG	99
7.3	GESAMTBETRACHTUNG DER AUSGLEICHBEWEGUNGEN DER KARDANISCHEN VORRICHTUNG	105
7.4	GESAMTBETRACHTUNG DURCH IDENTIFIKATION DER HONLEISTENPOSITION	110
7.5	FAZIT ZUR EXPERIMENTELLEN ANALYSE	112
8	SCHLUSSFOLGERUNG UND ANSÄTZE ZUR PROZESSOPTIMIERUNG .	115
8.1	VERGLEICH VON HAFT- UND GLEITREIBUNG ZUR PROZESSOPTIMIERUNG	115
8.2	OPTIMIERUNGSANSATZ ZUR VERBESSERUNG DER PROZESSSTABILITÄT	116
8.2.1	Optimierungsansätze zur Verringerung von Reibung im Kardansystem	116
8.2.2	Optimiertes Vorrichtungsdesign zur Kompensation von Reibung	119
8.2.3	Modellansatz zur Kompensation von Reibung	122
9	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	124
	LITERATURVERZEICHNIS	127
	ANHANG A SEQUENZVISUALISIERUNG	137

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

Al	Aluminium
CBN	Kubisches Bornitrid (englisch: cubic boron nitride)
C	Kohlenstoff
Cr	Chrom
ct	metrisches Karat
D	Diamant
F	Freiheitsgrad
FFT	Schnelle Fourier-Transformation (englisch: fast Fourier transform)
HK	Knoophärte
HRC	Rockwellhärte
KI	künstliche Intelligenz
O	Sauerstoff
Mn	Mangan
Si	Silicium
SPS	speicherprogrammierbare Steuerung
x, y, z	translatorische Koordinatenachsen und Werkzeugachse
u_x, u_y	Koordinatenachsen Weganregung
u, v, w	Koordinatenachsen Hochgeschwindigkeitsaufbau
φ_1, φ_2	angulare Koordinatenachsen

SYMBOLVERZEICHNIS

Zeichen	Bedeutung	Einheit
A_1	Kennwert zur Berechnung von f_{ab}	mm^2
A_2	Kennwert zur Berechnung von f_{ab}	mm^2
A_3	Kennwert zur Berechnung von f_{ab}	mm^2
A_f	Ausfeuerzeit	s
b_{Auf}	Länge Auflage Führungsstift	mm
(c)	Schnitthöhe (Rauheitsmessung)	μm
c_{ik}	Federkonstante Werkstückaufnahme	N/mm
c_{ak}	Federkonstante äußerer Kardanring	N/mm
c_w	Federkonstante Werkzeug	N/mm
d_{FS}	Durchmesser Führungsstift	mm
d_w	Dämpferkonstante Werkzeug	kg/s
d_{w0}	Bohrungsdurchmesser vor dem Honen	mm
d_{w1}	Bohrungsdurchmesser nach dem Honen	mm
F_a	Axialkraft	N
F_C	Reibkraft (Coulomb)	N
F_c	effektive Schnittkraft	N
$F_{c,a}$	axiale Schnittkraft	N
F_{cik}	Federkraft Werkstückaufnahme	N
F_{cak}	Federkraft äußerer Kardanring	N
F_{cn}	Zerspankraft	N
F_{cW}	Federkraft	N
F_{dW}	Dämpferkraft	N
$F_{c,t}$	tangentiale Schnittkraft	N

Zeichen	Bedeutung	Einheit
F_{ext}	externe Kraft	N
F_{hr}	radiale Kraft Honleiste	N
F_{ht}	tangentiale Kraft Honleiste	N
F_{LuGre}	Reibkraft nach LuGre	N
F_{N}	Normal- bzw. Anpresskraft	N
F_{n}	Normalkraft Honleiste	N
F_{O}	Oszillationskraft	N
F_{R}	Reibkraft	N
F_{Rx}	Reibkraft x-Achse	N
F_{Ry}	Reibkraft y-Achse	N
F_{S}	Haftkraft	N
F_{Stribeck}	Reibkraft nach Stribeck	N
F_{s1r}	radiale Kraft Führungsleiste 1	N
F_{s2r}	radiale Kraft Führungsleiste 2	N
F_{s1t}	tangentiale Kraft Führungsleiste 1	N
F_{s2t}	tangentiale Kraft Führungsleiste 2	N
F_{ta}	Schnittkraft äußerer Kardanring	N
F_{ti}	Schnittkraft Werkstückaufnahme	N
F_{z}	Konuskraft	N
f_{ab}	relatives Spanvolumen (Einkornritzen)	/
H_{W}	Hebelarm Werkzeug	mm
h_{a}	Hebelarm Führungsstift (Kardanring)	mm
h_{cu}	Spannungsdicke	mm
h_{i}	Hebelarm Führungsstift (Werkstückaufnahme)	mm
h_{ia}	Hebelarm Führungsstift	mm

Zeichen	Bedeutung	Einheit
h_{\min}	Minimale Schmierfilmdicke	mm
l_B	Bohrungslänge	mm
l_{GS1O}	Grundzustand Sensor 1 oben	μm
l_{GS1M}	Grundzustand Sensor 1 Mitte	μm
l_{GS2O}	Grundzustand Sensor 2 oben	μm
l_{GS2U}	Grundzustand Sensor 2 unten	μm
l_H	Hublänge	mm
l_{S1O}	Sensorabstand 1 oben	μm
l_{S2U}	Sensorabstand 2 unten	μm
l_{S1M}	Sensorabstand 1 Mitte	μm
l_{S2O}	Sensorabstand 2 oben	μm
l_w	Federauslenkung Werkzeug	mm
l_h	Honleistenlänge	mm
l_L	Federauslenkung Lager	mm
l_n	Messstrecke (Rauheitsmessung)	mm
l_o	oberer Überlauf	mm
l_u	unterer Überlauf	mm
M_w	Drehmoment Werkstück / Drehmoment Werkzeug	Nm
M_a	äußeres Schnittmoment	Nm
M_i	inneres Schnittmoment	Nm
M_{r1}	kleinster Materialanteil d. Rauheitsprofils	%
M_{r2}	größter Materialanteil d. Rauheitsprofils	%
$MI(c)$	Materiallängen der Profillängen	mm
M	Masse Werkstück	kg
m	Anzahl der Honleisten Werkzeug	/

Zeichen	Bedeutung	Einheit
m _{ws}	Masse Werkstück	kg
m _a	Masse äußerer Kardanring inkl. m _i	kg
m _{ak}	Masse äußerer Kardanring	kg
m _i	Masse Werkstückaufnahme inkl. m _{ws}	kg
m _{ik}	Masse Werkstückaufnahme	kg
N	Drehzahl	min ⁻¹
n	Anzahl Zustellschritte	/
n _Ü	Übergangsdrehzahl hydrodynamisches Lager	min ⁻¹
P	Aufweitung - Pausenzeit	s
R _a	arithmetischer Mittenrauwert	µm
R _z	gemittelte Rautiefe	µm
R _{max}	maximale Rautiefe	µm
R _k	Kernrautiefe	µm
R _{mr(c)}	Materialanteil	%
R _{pk}	reduzierte Spitzenhöhe	µm
R _{vk}	reduzierte Riefentiefe	µm
r _w	Radius Werkzeug	mm
s ₀	Abstand Achse-Sensor	mm
s _L	Radius Führungsstift	mm
s _w	Hublage Werkzeug	mm
t _c	Bearbeitungszeit Honbearbeitung	s
V _w	Zerspanungsvolumen	mm ³
v	Relativgeschwindigkeit	m/min
v _{Band}	Bandgeschwindigkeit Feder-Dämpfer-System	mm/s
v _s	Stribeck-Geschwindigkeit	m/s

Zeichen	Bedeutung	Einheit
v_z	Geschwindigkeit Feder-Dämpfer-System	mm/s
v_a	Axialgeschwindigkeit Werkzeug	m/min
v_c	effektive Schnittgeschwindigkeit	m/min
v_d	Streuparameter	mm/s
v_t	Tangentialgeschwindigkeit Werkzeug	m/min
$v_{f,r}$	Zustellgeschwindigkeit Werkzeug	mm/min
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit	mm/s
Z	Aufweitung - Zustellung pro Zeiteinheit	mm
α	Honwinkel, Verkipfungswinkel (Konzept)	°
β	Verkipfungswinkel (Modellbildung)	°
γ	Konuswinkel	°
δ	Stribeck-Formfaktor	/
δ	Winkel Honleiste - Führungsleiste 2	°
ε	Geschwindigkeitsintervall Karnopp-Modell	/
ε	Winkel Honleiste - Führungsleiste 1	°
μ	Reibungskoeffizient (allg.)	/
μ_h	Tangentialkraftkoeffizient Honleiste	/
μ_k	kinetischer Gleitreibungskoeffizient	/
μ_s	statischer Reibungskoeffizient	/
μ_s	Tangentialkraftkoeffizient Führungsleiste 1 und 2	/
ξ	kritische Dämpfungskonstante Borste	N/m
σ_0	Parameter Steifigkeit Borste	N/m
σ_1	Parameter Dämpfung Borste	N/m
σ_2	Parameter viskoser Anteil Borste	Ns/m
η	dynamische Viskosität	Pa·s

Zeichen	Bedeutung	Einheit
Θ_1	Massenträgheitsmoment Werkstückaufnahme	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
Θ_2	Massenträgheitsmoment äußerer Kardanring und Werkstückaufnahme	$\text{kg}\cdot\text{m}^2$
ν	kinematische Viskosität	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
Ψ	Lagerspiel	/
χ	Hilfsgröße Modellbildung	/
ψ	Hilfsgröße Modellbildung	/
ψ_D	reibungsabhängiger Dämpfungsfaktor	/
Δ	Verschiebungsabstand (Konzept)	μm
Δ_d	theoretischer Abtrag (Werkstückdurchmesser)	mm
Δ_{eb}	minimale Abweichung Frequenzanalyse	%

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1-1: Anwendungsbeispiele typischer Honbauteile [KADIA2020a]	1
Abbildung 1-2: Darstellung einer modifizierten Stribeck-Kurve nach [KIKIBä2019]	2
Abbildung 2-1: Übersicht der Fertigungsverfahren nach [DIN8580]	4
Abbildung 2-2: Einflussgrößen im Honprozess	7
Abbildung 2-3: Kinematik des Langhub-Innen-Rundhonnens am Einleisten-Werkzeug [KIKIBä2019]	8
Abbildung 2-4: Charakteristische Oberflächenstruktur beim Honen [KIKIBä2019]	10
Abbildung 2-5: Grundprinzip formschlüssiges Zustellsystem mit weg- und kraftgeführtem Honen nach [Schm2015]	11
Abbildung 2-6: radialkinematische Zustellbewegung [Juch1984] und axialkinematische Bedingungen [FIWi2017; SBFH2011]	12
Abbildung 2-7: Schneidengeometrie beim Honen nach [FIWi2017]	13
Abbildung 2-8: Abtragsmechanismen beim Honen [MaYe1992]	14
Abbildung 2-9: Prozessführung Einkornritzversuch und Auswertung der Oberflächentopografie	15
Abbildung 2-10: Übersicht Honwerkzeuge [KADIA2020b]	15
Abbildung 2-11: verschiedene Werkzeugausführungen für Bohrungen beim Honen nach [Juch1984]	16
Abbildung 2-12: Härte konventioneller und hochharter Abrasivstoffe nach [HeNo1993]	17
Abbildung 2-13: starre und schwimmende Werkstückaufnahme nach [FIWi2017]	19
Abbildung 2-14: Freiheitsgrade einer kardanischen Werkstückaufnahme [KIBä2018]	21
Abbildung 2-15: Phasen des Honprozesses	23
Abbildung 2-16: Zusammenhang von Startposition und Abtrag nach [Schm2015]	24
Abbildung 2-17: Verfahrensschritte am Beispiel des Plateauhonprozesses nach [FIWi2017]	25
Abbildung 2-18: schematische Darstellung zweier rauer Oberflächen	26
Abbildung 2-19: Eindimensionale Bewegung eines Blockes zur Beschreibung von Reibung	28
Abbildung 2-20: Eindimensionale Bewegung eines Blockes zur Beschreibung von viskoser Reibung	29
Abbildung 2-21: Kennlinie des Stribeck-Modells mit positivem und negativem Formfaktor und konstanter Stribeck-Geschwindigkeit	31
Abbildung 2-22: Kennlinie des Stribeck-Modells mit Variation des Stribeck-Formfaktors und Variation der Stribeck-Geschwindigkeit	32
Abbildung 2-23: Karnopp Modell und modifiziertes Karnopp-Modell nach [Rao2012]	34
Abbildung 2-24: elastische Borsten zur Beschreibung des LuGre-Modell nach [Rao2012; HoQu2014; KIGrBä2018]	35

Abbildung 2-25: LuGre Hysterese bei Variation der Bostensteifigkeit σ_0	37
Abbildung 2-26: Systeme mit Stick-Slip-Verhalten zur Beschreibung von Reibmodellen	37
Abbildung 2-27: Aufbau MATLAB/Simulink Simulation und Positionsanalyse.....	39
Abbildung 2-28: Analyse der Simulationsergebnisse am Modellbeispiel nach Stribeck.....	40
Abbildung 2-29: Analyse der Simulationsergebnisse am Modellbeispiel nach Karnopp und LuGre im Vergleich.....	41
Abbildung 3-1: Vorgehensweise der Modellbildung	45
Abbildung 4-1: Vertikalhonmaschine der Firma KADIA mit vorhandener Messtechnik	47
Abbildung 4-2: Versuchsaufbau mit Hochgeschwindigkeitskameras zur Bestimmung der Prozessgrenzen.....	49
Abbildung 4-3: Winkelkonstruktion mit Specklemuster und Subsets	50
Abbildung 4-4: Darstellung der Verschiebungssignale bei 1000 min^{-1}	53
Abbildung 4-5: Darstellung der Verschiebungssignale bei 2000 min^{-1}	53
Abbildung 4-6: Gesamtanalyse aller Drehzahlen.....	54
Abbildung 4-7: Konzept 1 zur Bestimmung von Verschiebung und Verkippung.....	57
Abbildung 4-8: Konzept 2 zur Bestimmung von Verschiebung und Verkippung.....	58
Abbildung 4-9: Beschreibung der Grundverkippung nach [MiEp2020]	59
Abbildung 4-10: Experimenteller Aufbau zur Analyse der kardanischen Versuchsvorrichtung	60
Abbildung 4-11: Konzeptmöglichkeiten Versuchsvorrichtung	62
Abbildung 5-1: Kräfteverhältnisse am Umfang des Honwerkzeuges nach [ScBä2013; KIFaBä2017] .	65
Abbildung 5-2: mechanisches Ersatzmodell der kardanischen Vorrichtung für den translatorischen Fall [KIBä2018]	68
Abbildung 5-3: mechanisches Ersatzmodell der kardanischen Vorrichtung für den angularen Fall.....	70
Abbildung 5-4: Beschreibung der Querkräfte auf die kardanische Werkstückaufnahme	74
Abbildung 5-5: Frequenzanalyse der Rotations- und Oszillationskomponente	77
Abbildung 5-6: Analyse der Axialkraft (links) $v_a=86\text{mm/s}$ und (rechts) $v_a=429\text{mm/s}$	78
Abbildung 5-7: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Weganregung [KIGrBä2019]	79
Abbildung 5-8: dynamische Belastungsanalyse des Werkzeugkörpers	80
Abbildung 5-9: Reibprüfstand zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten	83
Abbildung 5-10: Versuchsergebnisse Reibprüfstand	84
Abbildung 6-1: Simulationsaufbau und Beschreibung der Eingangsparameter (exemplarisch für den translatorischen Fall)	87

Abbildung 6-2: Eingangsgrößen für die Parameterstufe: $v_t=500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=86 \text{ mm/s}$	88
Abbildung 6-3: Eingangsgrößen für die höheren Parameterstufen.....	89
Abbildung 6-4: Positionsanalyse nach Stribeck und Karnopp.....	90
Abbildung 6-5: weitere Analyse des Karnopp-Modells.....	91
Abbildung 6-6: Positionsanalyse der höheren Parameterstufen	92
Abbildung 6-7: Vergleich der Reibkräfte (Karnopp-Modell).....	94
Abbildung 6-8: Verkippungsanalyse nach Stribeck und Karnopp	95
Abbildung 6-9: Verkippungsanalyse der höheren Parameterstufen	95
Abbildung 7-1: Funktionsüberprüfung der Sensorpositionierung	98
Abbildung 7-2: Darstellung des Einfahr- und Anlegeprozesses beim Honen	99
Abbildung 7-3: Analyse der Weganregung auf die translatorische Ausgleichbewegung (quasistatischer Fall und erste Parameterstufe).....	101
Abbildung 7-4: Analyse der Weganregung auf die translatorische Ausgleichbewegung (höhere Parameterstufen).....	102
Abbildung 7-5: Gesamtübersicht der Ergebnisse (reine Rotation) inkl. Frequenzdarstellung	103
Abbildung 7-6: Analyse der Oszillationsbewegung auf die Ausgleichbewegung (quasistatischer Fall)	104
Abbildung 7-7: Gesamtübersicht der Ergebnisse (reine Oszillation) inkl. Frequenzdarstellung	105
Abbildung 7-8: Analyse der Parameterstufe: $v_t=500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=86 \text{ mm/s}$	107
Abbildung 7-9: Analyse der Parameterstufe: $v_t=1000 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=172 \text{ mm/s}$	108
Abbildung 7-10: Analyse der Parameterstufe: $v_t=1500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=258 \text{ mm/s}$	108
Abbildung 7-11: Analyse der Parameterstufe: $v_t=2000 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=344 \text{ mm/s}$	109
Abbildung 7-12: Analyse der Parameterstufe: $v_t=2500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=429 \text{ mm/s}$	109
Abbildung 7-13: Gesamtanalyse aller Parameterstufen.....	110
Abbildung 7-14 Analyse der Parameterstufe: $v_t=500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=86 \text{ mm/s}$	111
Abbildung 7-15: Analyse der Parameterstufe: $v_t=1500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=258 \text{ mm/s}$	112
Abbildung 7-16: Sequenzvisualisierung der ersten Parameterstufe	114
Abbildung 8-1: radial wirkendes hydrostatisches Gleitlager nach [BrWe2017].....	118
Abbildung 8-2: radial wirkendes hydrodynamisches Gleitlager nach [BrWe2017].....	119
Abbildung 8-3: Kraft-Weg-Kennlinie (links) Moment-Verdrehwinkel-Kennlinie (rechts) nach [WJVS2019].....	120
Abbildung 8-4: „Feder“-Vorrichtungsdesign zur Kompensation von Reibung.....	121

Abbildung 8-5: Belastungsanalyse „Feder“-Vorrichtungsdesign	122
Abbildung 8-6: Implementierung der Differentialgleichung in MATLAB®/Simulink.....	123
Abbildung 9-1: Zusammenfassende schematische Darstellung der Versuchsergebnisse	125

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 2-1: Vorrichtungskonzepte und deren Anwendungsfälle nach [Haas1991]	20
Tabelle 4-1: techn. Spezifikationen des Highspeed-Kameraaufbaus	50
Tabelle 4-2: Parameter Versuchsdurchführung Highspeed-Kameraaufbau	52
Tabelle 4-3: Spezifikation des eingesetzten berührungslosen Wirbelstrom-Wegmesssystems.....	56
Tabelle 4-4: Belegungsplan Eingangssignale Genesis 2i	61
Tabelle 4-5: Variation von Spindeldrehzahl und Oszillationsgeschwindigkeit	63
Tabelle 4-6: Standardparameter weggeführtes Honen	64
Tabelle 4-7: Übersicht Honwerkzeuge	64
Tabelle 5-1: Symbolik Kräfteverhältnisse am Umfang des Honwerkzeuges	67
Tabelle 5-2. Symbolik Modellbildung translatorischer Fall	69
Tabelle 5-3. Symbolik Modellbildung angularer Fall	71
Tabelle 5-4: Symbolik Querkräfte	74
Tabelle 5-5: Symbolik Modellparameter Reibmodelle.....	75
Tabelle 5-6: Kennwerte zur Analyse der Werkzeugsteifigkeit.....	82

1 Einleitung

Der Honprozess bezeichnet ein spanendes Feinbearbeitungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide zur Herstellung von hochgenauen Geometrien und Oberflächen. Diese finalen Funktionsoberflächen von meist Innenbohrungen erfüllen höchste Ansprüche hinsichtlich Form-, Maß- und Lagegenauigkeit, Randzonen- und Oberflächenqualität sowie tribologischer Eigenschaften. Je nach Anwendungsfall können zusätzlich die Bohrungsform sowie die Lage der Bohrungsachse gezielt korrigiert werden. Die steigende Komplexität der Entwicklungs- und Konstruktionsprozesse neuer Produkte erfordert eine zielgerichtete Auslegung der gesamten Herstellungskette. Das Honen stellt hierbei in den meisten Fällen einen der letzten Schritte der Prozesskette dar. Aus fertigungstechnischer Sicht nimmt somit die Hontechnologie einen besonderen Stellenwert in der Feinbearbeitung ein. Im Laufe der Entwicklung wurde der Honprozess immer weiter verbessert, sodass die zu erreichenden Kennwerte den aktuellen Erfordernissen der Feinbearbeitung entsprechen. Um auch zukunftsorientiert die steigenden Präzisionsansprüche an eine Vielzahl von technischen Produkten bezüglich den oben aufgeführten Qualitätsanforderungen gerecht zu werden, ist es notwendig, das Honverfahren kontinuierlich weiter zu entwickeln und zu verbessern.

Die Einsatzgebiete der Honbearbeitung erstrecken sich auf die gesamte metallverarbeitende Industrie, insbesondere auf den Fahrzeug- und Motorenbau, die Hydraulik- und Pneumatikindustrie sowie die Luftfahrt- und Messgerätetechnik. Die hierbei zu bearbeitenden Durchmesser können je nach Bauteil von unter 1 mm bis zu 2000 mm variieren [FIWi2017]. Zu den Kleinteilen gehören beispielsweise Elemente einer Einspritzpumpe, Hydraulikgehäuse oder Steuerhülsen. Typische Bauteile mit größeren Durchmessern sind Lagerbuchsen, Zahnräder, Pleuel und Hydraulikzylinder bis hin zur Honbearbeitung von Zylinderlaufbuchsen von Motorblöcken. Die folgende Abbildung 1-1 zeigt eine Übersicht typischer Honbauteile, die von der Firma KADIA Produktion GmbH + Co. aus Nürtingen bearbeitet werden.



Abbildung 1-1: Anwendungsbeispiele typischer Honbauteile [KADIA2020a]

Neben diesen bekannten Einsatzgebieten nimmt der Honprozess zum Beispiel auch im Bereich der Medizintechnik zur Herstellung von Komponenten von intensivmedizinischen Beatmungsgeräten eine zentrale Rolle ein. Die hierbei gehonten Kugelführungen von Voice-Coil-Aktoren gewährleisten eine nahezu reibungsfreie Regelung bei einer Lebensdauer von 100 Millionen Bewegungszyklen. Der HONDurchmesser beträgt hierbei 5 mm bei einer Toleranz von $-0,003\text{ mm}$, einer Zylinderform $< 1\text{ }\mu\text{m}$ sowie Ra -Werten unterhalb von $0,05\text{ }\mu\text{m}$. [KADIA2020a] Dieses Fallbeispiel unterstreicht die Bedeutung des Honprozesses und die damit verbundene Einhaltung aller geforderten Genauigkeiten auf höchstem Niveau.

Im Allgemeinen zielt das Honen auf eine Verbesserung der Funktionseigenschaften von Bohrungen bezüglich Gleiten, Führen und Dichten von aufeinander bewegten Oberflächen ab. In Einzelfällen liegt die mechanische Bauteilbeanspruchung auch im Haften zur Herstellung einer Verdrehfestigkeit. [FIWi2017] Die Abbildung 1-2 zeigt die tribologischen Funktionen entlang der Stribeck-Kurve, welche in der vorliegenden Arbeit in mehrfacher Hinsicht eine zentrale Rolle einnehmen. Die engen Toleranzen, gepaart mit der Forderung einer hohen Reproduzierbarkeit sowie der Weiterentwicklung des Honprozesses, erfordern eine Detailbetrachtung aller Bearbeitungsparameter, welche zur Prozessstabilität beim Honen beitragen. [KIKIBä2019]

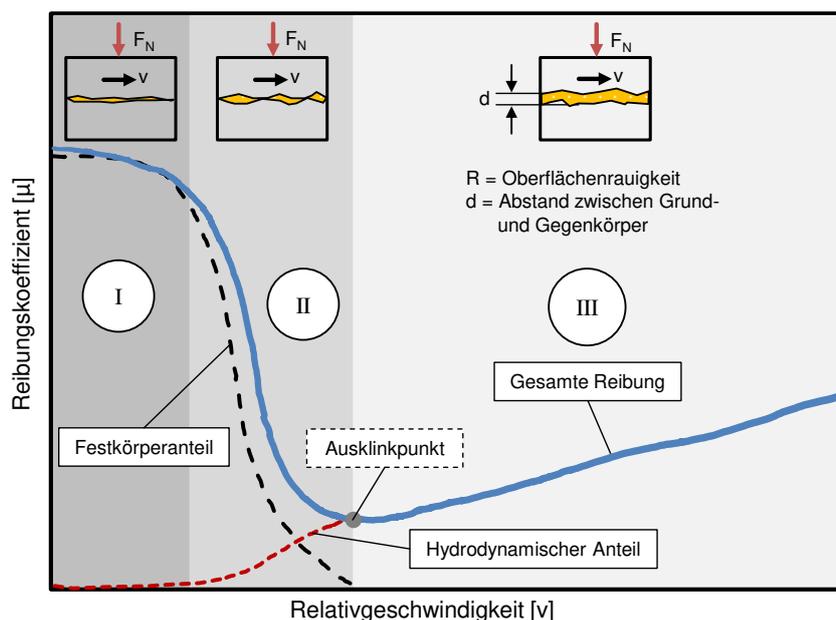


Abbildung 1-2: Darstellung einer modifizierten Stribeck-Kurve nach [KIKIBä2019]

Der Stellenwert des Honprozesses lässt sich neben den oben aufgeführten industriellen Einsatzmöglichkeiten durch die wissenschaftliche Wichtigkeit untermauern. Die vorliegende Arbeit soll an die Inhalte nach [Schm2015] und [Moos2015] anschließen. Insbesondere die Kraftuntersuchungen am Honwerkzeug selbst stellen aufgrund der Abgrenzung zwischen dem Werkzeug und der kardanischnen Vorrichtung die Grundlage für diese Arbeit dar. Bereits [Haas1991] erkannte die Notwendigkeit von speziell

angepassten Vorrichtungen zur Einhaltung der angesprochenen hohen Anforderungen. Modellbetrachtungen zum Innen-Rundhonen in Bezug auf die Wichtigkeit der Wirkungskette Honprozess, Werkstückqualität und Bauteilverhalten wurden durch [Mush1986] am Anwendungsbeispiel von Grauguss-Kolbenlaufbahnen beschrieben. Weitere tribologische Optimierungen von Zylinderlauflächen in Verbrennungsmotoren wurden in den Arbeiten von [Welz2014; Hell2015; Kret2018] abgeleitet. Hierbei stellen die Arbeiten von [Wien2011] und [Groß2016] bezüglich des Formhones weitere aktuelle Ansätze zur Optimierung des Honprozesses dar. In Bezug auf die Weiterentwicklung von Vorrichtungen zeigt [Lere2019] Ansätze zur aktiven Beeinflussung von Prozessen durch die Integration von spezieller Aktorik in Werkstückspannvorrichtung auf. Zusätzlich wurden durch [KIScBä2020] Untersuchungen zur Verbesserung des Honprozesses auf dem Gebiet der KI beschrieben.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit stellt die Verbesserung der Prozessdynamik beim Präzisionshonen basierend auf der Untersuchung der vier Freiheitsgrade einer kardananischen Werkstückaufnahme dar. Der Fokus liegt hierbei auf dem Langhub-Innen-Rundhonen von Bohrungen kleiner als 10 mm Durchmesser. In Bezug auf die eingesetzte Werkstückaufnahme stehen die translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardananischen Vorrichtung im Vordergrund. Die Anregung stellt hierbei die Kinematik des Honwerkzeuges dar. Neben den oben aufgeführten Funktionen von gehonten Oberflächen spielen Haft- und Gleitvorgänge in den Kardanachsen in Bezug auf die Werkzeuganregung und die Stribeck-Kurve eine besondere Rolle. Zur experimentellen Analyse der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen soll eine spezielle kardananische Versuchsvorrichtung konstruiert und aufgebaut werden. Die Analyse der hochauflösenden Messdaten beinhaltet die Ableitung von Einflüssen und Wechselwirkungen in Bezug auf die Beurteilung der Prozessdynamik. Parallel hierzu soll ein physikalisches Ersatzmodell zur Beschreibung der Freiheitsgrade aufgebaut werden. Die Systemgrenze stellt die Weganregung des Honwerkzeuges dar. Innerhalb dieser Modellierung werden verschiedene statische und dynamische Reibmodelle vorgestellt, die die Wechselwirkungen der Bewegungen der Kardanachsen und deren Reibpartner beschreiben. Basierend auf der mathematischen Modellierung wird der Aufbau einer Matlab®/Simulink Simulation zur theoretischen Beschreibung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen durchgeführt. Die vorliegende Arbeit schließt mit der Vorstellung von Ansätzen zur Optimierung der Prozessdynamik ab. Im Fokus steht hierbei neben hydrostatischen und hydrodynamischen Ansätzen die Konzeption eines innovativen Vorrichtungsdesigns zur Kompensation von Reibung basierend auf einer speziellen Federkombination.

2 Stand der Technik und Forschung

2.1 Bedeutung des Honverfahrens

Die Begriffsbezeichnung „Honen“ ist von dem englischen Wort „honing“ abgeleitet und beschreibt ein Feinbearbeitungsverfahren. Deutsche Begriffe wie Reibschleifen, Feinschleifen oder Ziehschleifen konnten sich dagegen nicht durchsetzen [AfwF1932; West1991]. Die Entwicklung des Honverfahrens beruht auf der Notwendigkeit, formgenaue und maßhaltige Bohrungen in größerer Stückzahl wirtschaftlich herzustellen [Haas1955]. Im Vergleich zu anderen Feinbearbeitungsverfahren, beispielsweise zum Schleif- oder Läppverfahren, hat das Honen erst verhältnismäßig spät eine breite Anwendung in der metallverarbeitenden Industrie gefunden, obwohl Aufzeichnungen von Leonardo da Vinci um 1500 ähnliche Ansätze zum heutigen Honverfahren beschreiben [Feld1922]. Nachforschungen von [Haas1955] haben ergeben, dass die Erfindung von ersten Honmaschinen auf die Maschinenbauanstalt Fritz Fischer in Wernigerode aus den Jahren um 1910 beruht. In den darauffolgenden Jahrzehnten waren die Anwendungsfälle aus der europäischen und amerikanischen Automobilindustrie Haupttreiber für die Weiterentwicklung des Honverfahrens [Haas1955]. Im Fokus stand hierbei die ständige Verbesserung der zu bearbeitenden Bohrungen durch entsprechende Entwicklungen und Innovationen. Durch den verstärkten Einsatz hochharter Schneidstoffe wie Diamant und später auch kubisches Bornitrid konnte im Laufe der zweiten Hälfte des 20. Jahrhunderts die Wirtschaftlichkeit des Honverfahrens in Bezug auf die Bearbeitung gehärteter Stähle gesteigert werden.

Die Abbildung 2-1 zeigt die Systematik über die Fertigungsverfahren mit den sechs Hauptgruppen sowie die weitere Verfeinerung der dritten Hauptgruppe „Trennen“ [DIN8580]. Zu der Gruppe „Spanen mit geometrisch unbestimmten Schneiden“ gehört unter anderem auch die Untergruppe „Honen“, welche mit der [DIN8589-14] gekennzeichnet ist.

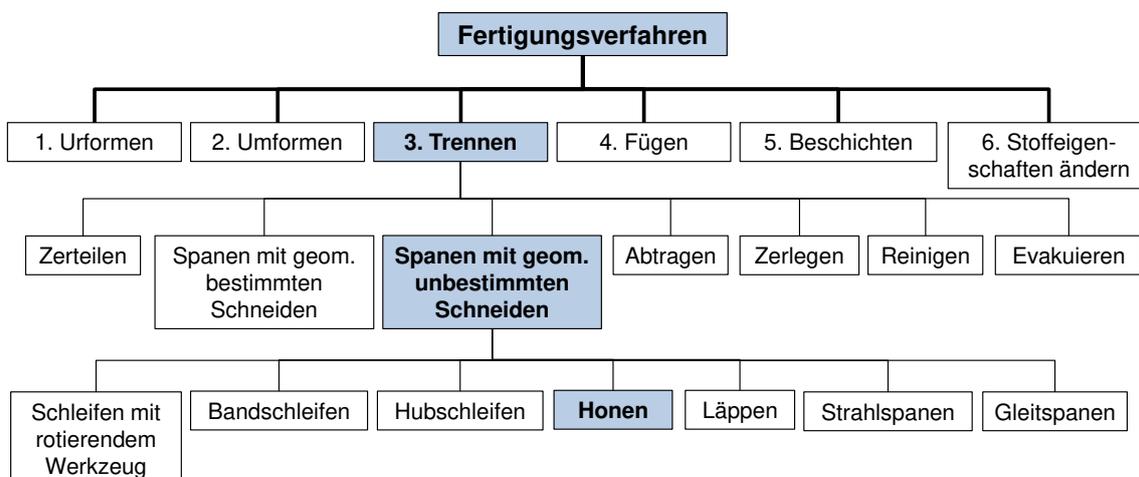


Abbildung 2-1: Übersicht der Fertigungsverfahren nach [DIN8580]

Hierin wird das Honen als „Spanen mit geometrisch unbestimmten Schneiden bezeichnet, innerhalb dieses Feinbearbeitungsprozesses die vielschneidigen Werkzeuge eine aus zwei Komponenten bestehende Schnittbewegung ausführen, von denen mindestens eine Komponente hin- und hergehend ist, so dass die bearbeitete Oberfläche sich definiert überkreuzende Spuren aufweist.“ [DIN8589-14] Des Weiteren lässt sich die Verfahrensdefinition nach der Art der zu erzeugenden Fläche (Plan-, Rund-, Schraub-, Wälz-, Profil- und Formhonen) unterteilen. Im Fall des Rundhonen kann eine weitere Verfeinerung nach der Art der Schnittbewegung (Langhub und Kurzhub) und nach der Lage der Bearbeitungsstelle (innen und außen) erfolgen. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Langhub-Innen-Rundhonen, ein Honprozess, „[...] bei welchem die Schnittgeschwindigkeit aus einer Drehbewegung und einer langhubigen Hin- und Herbewegung gebildet wird“ [DIN8589-14], womit kreiszylindrische Innenflächen erzeugt werden.

Das Langhub-Innen-Rundhonen, im Folgenden allgemein als Honen bezeichnet, verfügt über das breiteste und größte Anwendungsspektrum in der metallverarbeitenden Industrie mit Zugang an aktuelle wissenschaftliche Forschungsarbeiten im Bereich Honen [Klin2015]. In vielen Fällen stellt das Honverfahren eine Schlüsseltechnologie dar und nimmt den letzten Schritt in der Fertigungskette zur Herstellung von hochgenauen Bohrungen ein. Das Anwendungsspektrum des Honverfahrens beinhaltet unter anderem den Fahrzeug- und Motorenbau, die Hydraulik- und Pneumatikindustrie sowie die Luft- und Raumfahrt. Allgemein lässt sich durch das Honverfahren die Bearbeitung von kreiszylindrischen Innenflächen mit vollflächigen oder unterbrochenen Durchgangsbohrungen als auch auseinander liegenden Bohrungen, Bohrungen mit Ringnuten und Stufenbohrungen mit gleicher Bearbeitungsachse realisieren [Klin2015]. Die Durchmesser können von unter 1 mm bis zu 2000 mm variieren. Das Längen-Durchmesser-Verhältnis liegt bei kurzen Bohrungen unter eins und bei überlangen Bohrungen zwischen 10 bis 100. Zusätzlich lassen sich durch entsprechende Prozessanpassungen neben den typischen Durchgangsbohrungen auch Sacklochbohrungen mit und ohne Freistich am Bohrungsende in großer Stückzahl honen. Typische Anwendungsfälle reichen hierbei von großen Kolbenlaufbahnen in Verbrennungsmotoren bis hin zu kleineren Zylinderbohrungen in Einspritzsystemen. Weitere Anwendungsbeispiele stellen Zahnradbohrungen, Zylinderbohrungen von Steuer- bzw. Schaltventilen, Lagerbuchsen von Turboladern sowie die Lagerschalen von Pleuelstangen dar. [ViMüOp1985; Diet2016; KIFI2001] Zusätzlich deckt das Honverfahren durch die Anpassung des Schneidbelags und des eingesetzten Kühlschmierstoffs nahezu alle technisch genutzten Werkstoffe ab. Dieses Spektrum reicht von der Bearbeitung von Guss-eisen, weichen und gehärteten Stählen über unterschiedliche Al-Legierungen bis hin zur Bearbeitung von Hartmetall und Keramik [FIWi2017; Born1969; Kloc2017; HKUS2014; Diet2016; Fisc2001; Schm1998; BaSc2001; WLFGE1996; Koll2018; Juch2000]. Einzige Einschränkung bildet aktuell die Honbearbeitung von CFK-Werkstoffen [FIWi2017]. Zusammenaddierte Anteile der Werkstoffe Gusseisen, weicher und gehärteter Stähle decken ungefähr 75% der Honwerkstoffe ab [FIWi2017].

Nach dem Honprozess bildet die gehonte Oberfläche eine fertige Funktionsoberfläche, deren Aufgabe bei der mechanischen Bauteilbeanspruchung im Haften, Gleiten, Dichten und Führen liegt. Entsprechend resultieren daraus sehr hohe Forderungen hinsichtlich Form-, Maß- und Lagegenauigkeit, Randzonen- und Oberflächenqualität sowie tribologischer Eigenschaften [West1995; Klin2015; FIWi2017]. Die hierbei erreichbaren Toleranzen liegen im Sub-Mikrometerbereich bei gleichzeitig hoher Reproduzierbarkeit und Prozesssicherheit. Die durch den Honprozess erreichbaren Druckeigenstressungen liegen in der Randzone zwischen -1000 und -1200 MPa und geben gehonten Bohrungen die gewünschte Dauerfestigkeit [KIFI2001]. Diese engen Toleranzen gepaart mit der Forderung einer hohen Reproduzierbarkeit sowie der Weiterentwicklung des Honprozesses erfordert die Detailbetrachtung aller Bearbeitungsparameter, welche zur Stabilität zwischen Honwerkzeug und Werkstückaufnahme beitragen. [KIKIBä2019]

2.2 Der Honprozess

2.2.1 Wechselwirkungen im Honprozess und Verfahrensmerkmale

In Kapitel 2.1 wurde das Honverfahren in die Systematik der Fertigungsverfahren nach [DIN8580] eingeteilt. Das Honverfahren ist durch die folgenden vier Verfahrensmerkmale gekennzeichnet:

- das bohrungsfüllende Werkzeug,
- die Schneidbeläge mit gebundenen Abrasivstoffen und großflächiger Anlage,
- das selbstregelnde System zur gleichachsigen Bearbeitung und
- die Kinematik mit resultierendem Kreuzschliff [Klin2015].

Die Abbildung 2-2 zeigt eine Übersicht über die wichtigsten Einflussgrößen auf den Honprozess, die im Folgenden in Eingangs-, System- und Ausgangsgrößen unterteilt werden. Allgemein spielen neben der Prozessführung und der Wahl optimierter Bearbeitungsparameter maßgeschneiderte Werkzeug- und Vorrichtungssysteme eine wichtige Rolle zur Erreichung der geforderten Zielgrößen. Die Honmaschine mit den hinterlegten Steuerungs- und Regelungsalgorithmen stellt das Herzstück des Honprozesses dar. Hierbei kann zwischen dem weg- und kraftgeführten Honen unterschieden werden. Am Werkzeug-Vorrichtungssystem lässt sich eine Vielzahl der eingestellten Bearbeitungsparameter in Bezug auf die Form-, Maß- und Oberflächenqualität erkennen, die in der vorliegenden Arbeit eine zentrale Rolle einnehmen. Neben den Bearbeitungsparametern sind zusätzliche Einflussgrößen wie die Vorbearbeitungsqualität der Bauteile, der eingesetzte Kühlschmierstoff oder auch typische Verschleißzustände an Maschinenkomponenten nicht zu vernachlässigen. Das im Fokus liegende Werkzeug-Vorrichtungssystem sowie die zentralen Einflussgrößen mit Bezug zur Prozessstabilität werden in den folgenden Kapiteln näher erläutern.

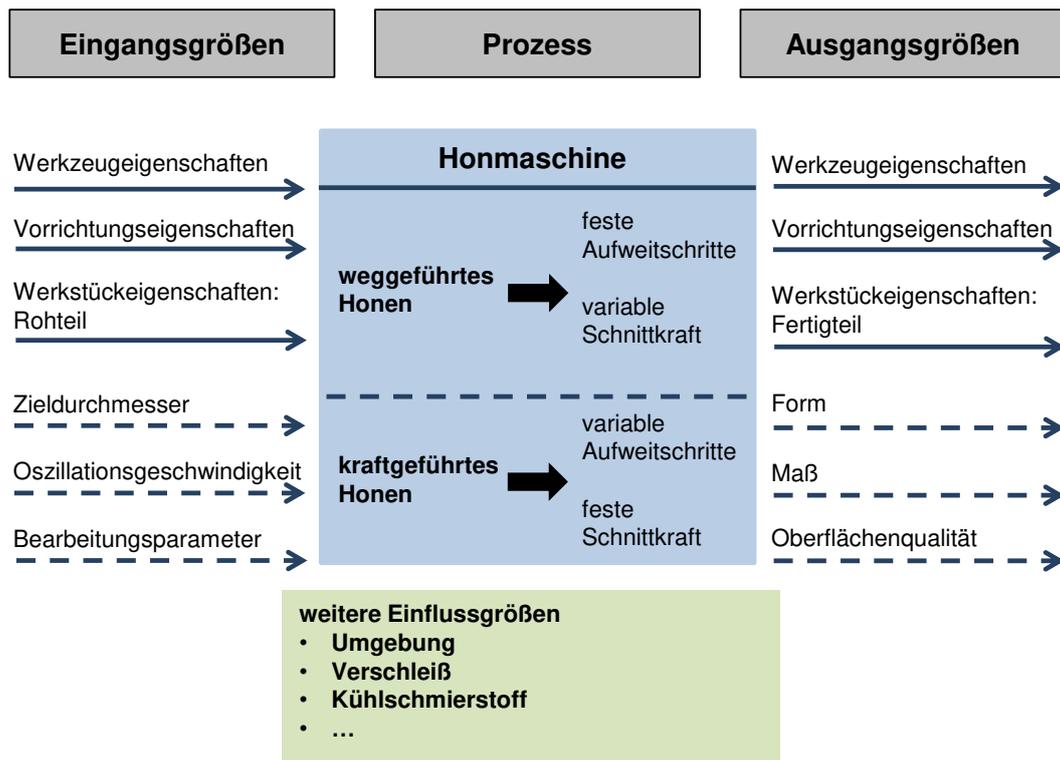


Abbildung 2-2: Einflussgrößen im Honprozess

2.2.2 Prozesskinematik, -führung und gleichachsige Bearbeitung

Im Folgenden werden die Prozesskinematik des Honens und deren Charakteristika im Detail beschrieben. Die Abbildung 2-3 zeigt die Funktionsskizze eines Einleisten-Honwerkzeugs, welches im vorliegenden Fall alle Bewegungskomponenten ausführt. Die senkrecht wirkende Kraft wird durch den keilförmigen Aufbau in radiale Richtung übertragen und drückt die Honleiste, die den Abtrag ermöglicht, nach außen; gleichzeitig wird dieser Zustellvorgang von einer Rotations- und Oszillationsbewegung überlagert. Infolgedessen beinhaltet der Honprozess die Überlagerung von drei simultan ablaufenden Bewegungskomponenten:

- die Rotationsbewegung in tangentialer Richtung mit der Tangentialgeschwindigkeit v_t [m/min] (Umfangsgeschwindigkeit),
- die Oszillationsbewegung in axialer Richtung mit der Axialgeschwindigkeit v_a [m/min] (Hubgeschwindigkeit) und
- die Zustellbewegung in radialer Richtung mit der Zustellgeschwindigkeit $v_{f,r}$ [mm/min] [DIN8589-14; KFMBKB2016].

Alle drei Bewegungskomponenten sind orthogonal zerlegbar. Die Rotations- und Oszillationsbewegung verlaufen parallel zur Werkstückoberfläche, die Zustellbewegung senkrecht zur Werkstückoberfläche. Das Werkstück ist hierbei in einer kardanisch gelagerten Versuchsvorrichtung eingespannt, wodurch die gleichachsige Ausrichtung im Werkzeug-Vorrichtungssystem gegeben ist. Die Forderung nach Gleichachsigkeit entsteht durch die diametrale Aufweitung der Honleiste im Honprozess. Hierbei bildet

das Honwerkzeug und die Zylinderbohrung während der Honbearbeitung eine Einheit mit gleichen Zentren [FIWi2017]. Neben der Honleiste beinhaltet ein Einleisten-Honwerkzeug zwei asymmetrisch angeordnete Führungsleisten, die eine führende Rolle für das gesamte Werkzeug sicherstellen, ohne jedoch einen wesentlichen Materialabtrag zu erzeugen. Die Führungsleisten sind fest mit dem Werkzeugkörper verbunden und werden bezüglich der Schneidkornauslegung in der Regel eine Stufe feiner als die der Honleiste gewählt. Die Kornauslegung von Hon- und Führungsleisten muss so abgestimmt werden, dass die erforderliche Oberflächenqualität durch die Honleiste erreicht und ein Glattquetschen der Bohrungswand durch die Führungsleisten vermieden wird [Juch1984].

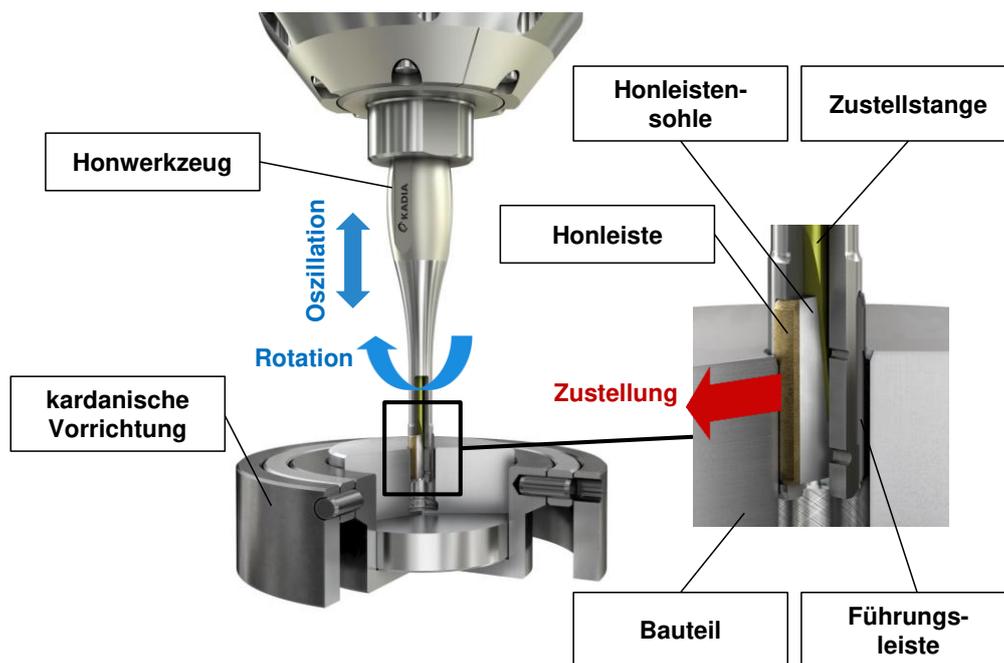


Abbildung 2-3: Kinematik des Langhub-Innen-Rundhonnens am Einleisten-Werkzeug [KIKIBä2019]

Die effektive Schnittgeschwindigkeit v_c lässt sich aus den aufgeführten Bewegungskomponenten berechnen und kann durch folgenden mathematischen Ausdruck darstellen werden:

$$v_c = \sqrt{v_t^2 + v_a^2 + v_{f,r}^2} \quad (2.1)$$

Hierbei ist die Dimension der Einheit der Zustellgeschwindigkeit im Vergleich zur Tangential- und Axialgeschwindigkeit deutlich niedriger, sodass diese zur Berechnung der effektiven Schnittgeschwindigkeit vernachlässigt werden kann. Zusätzlich lässt sich durch die Tangential- und Axialgeschwindigkeit der typische Honwinkel α , der auch als Kreuzungswinkel bezeichnet wird, berechnen. Der mathematische Ausdruck hierzu lautet:

$$\alpha = 2 \arctan(v_a/v_t) \quad (2.2)$$

Weitere Kenngrößen beim Honen sind die Schnittkraft F_C und die Zerspankraft F_{cn} , die als vektorielle Addition der axialen, tangentialen und normalen Einzelkräfte definiert sind. Da diese jeweils senkrecht aufeinander stehen, folgt für die Schnittkraft:

$$F_C = \sqrt{F_{c,a}^2 + F_{c,t}^2} \quad (2.3)$$

und für die Zerspankraft:

$$F_{cn} = \sqrt{F_{c,a}^2 + F_{c,t}^2 + F_n^2} \quad (2.4)$$

Hierbei stellen insbesondere die beiden axial und tangential wirkenden Komponenten wichtige Prozesseingangsgrößen für die dynamische Reaktion des Werkzeug-Werkstück-Systems dar. Dagegen beeinflusst die senkrecht auf die Werkstückoberfläche wirkende Normalkraft die Eindringtiefe der Schneidkörner in den Werkstoff und somit den Spanbildungsprozess, die wiederum separat behandelt werden. Unter Vernachlässigung von Reibung lässt sich nach [Mush1986] aus der axialen Kraft F_z auf den Zustellkonus, dem Konuswinkel γ sowie der Anzahl der Honleisten m die Normalkraft F_n durch folgenden mathematischen Ausdruck bestimmen:

$$F_n = \frac{F_z}{m * \tan(\gamma)} \quad (2.5)$$

Weitere Modellbetrachtungen von [Mush1986; vSee1989; Schm2015] zeigen Zusammenhänge unter Berücksichtigung von Reibkräften im Honwerkzeug. Aus fertigungstechnischer Sicht lassen sich Honwinkel zwischen 20° - 140° realisieren [FIWi2017]. Theoretische Betrachtungen und Praxistests von Gusseisen-Oberflächen in Nutmotorenfahrzeugen haben gezeigt, dass sich ein Honwinkel zwischen 40° - 55° sowie 115° - 130° positiv auf die Reibung und den Verschleiß der gehonten Funktionsoberfläche auswirkt [MDZE2012; HoScSt2019; Bode1989]. Im speziellen Fall von Kolbenlaufbahnen lässt sich somit mittels Einstellung des Honwinkels die axiale und tangentiale Schmierfilmverteilung sowie die axiale Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder-Kolben-System einstellen. Die Prinzipskizze in Abbildung 2-4 zeigt neben den Honwinkeln die effektive Schnittgeschwindigkeit in Vektordarstellung für die Hubabwärts- und Hubaufwärtsbewegung. Hierbei gilt anzumerken, dass die Richtung und Beträge der Axialgeschwindigkeit durch die Trägheit des Oszillationsantriebes vorgegeben sind [Klin2015]. In den beiden Umkehrpunkten beträgt diese infolgedessen kurzzeitig Null. Im Allgemeinen soll jedoch der Fall einer konstanten Axialgeschwindigkeit nach Wiederbeschleunigung des Antriebes betrachtet werden. Die Tangentialgeschwindigkeit kann jedoch über den Honprozess als konstant angesehen werden. Die Ausnahme hierbei stellt das Hochlaufen des Spindeltriebes beim Einfahren des Honwerkzeuges in die Zylinderbohrung dar. Neben der Prinzipskizze zeigt die Abbildung 2-4 zusätzlich die Aufnahme eines Rasterelektronenmikroskops einer gehonten Funktionsoberfläche mit dem typischen Honwinkel.

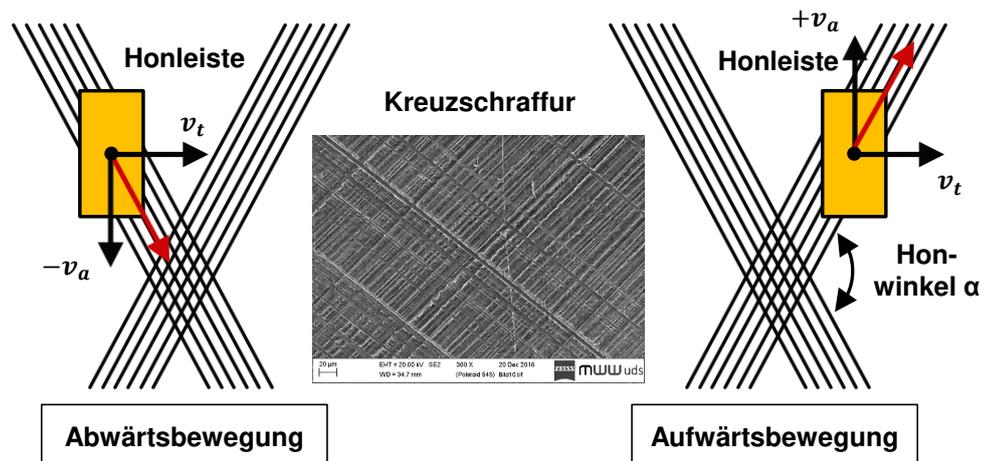


Abbildung 2-4: Charakteristische Oberflächenstruktur beim Honen [KIKIBä2019]

Neben der Prozesskinematik spielt die Prozessführung eine wichtige Rolle beim Honen. Das Zustellsystem, welches die Aufgabe innehat, die Honleiste während des Honprozesses verfahrensgerecht in radialer Richtung zuzustellen, kann in zwei Arten eingeteilt werden. Diese radiale Zustellbewegung kann entweder kraftgeführt hydraulisch oder formschlüssig elektromechanisch erfolgen [Klin1989]. Im Fall einer elektromechanischen Zustellung kann diese weggeführt, kraftgeführt oder schnittdruckgeregelt ausgeführt werden. Vorherige Arbeiten haben diese Zustellmechanismen in Bezug auf das Arbeitsergebnis im Detail untersucht [Mush1986; Schm2015; Moos2015]. Die Abbildung 2-5 zeigt das Funktionsprinzip des weg- und kraftgeführten Honens mittels elektromechanischer Zustellung. Diese Kombination findet in der vorliegenden Arbeit bzw. im Kapitel 4.3 der Versuchsdurchführung Anwendung. Hierbei werden die Prozessgrößen Startposition der Honleiste, der theoretisch zu erzielende Abtrag, die Zustellung pro Zeiteinheit Z und die Pausenzeit P eingestellt. Infolgedessen lassen sich die Zustellschritte n , die Endposition sowie die Bearbeitungszeit berechnen. Zu Beginn des Honprozesses wird die Honleiste radial auf die Startposition expandiert, welche dabei in konstanten Zeitabständen (Pausenzeit P) um einen konstanten Weg (Zustellung pro Zeiteinheit Z) radial zugestellt wird. Dieser Vorgang wird solange wiederholt, bis die vordefinierte Endposition der Honleiste erreicht ist. [Klin1986] beschreibt, dass sich das Schneidverhalten der Honleiste durch die Wahl kleiner Zustellschritte und geringer Pausenzeiten günstig beeinflussen lässt. Im Fall des kraftgeführten Honens wird die auftretende Zustellkraft der Honleiste auf die Zylinderwand mittels eines internen Kraftsensors gemessen und geregelt. Diese gemessene Ist-Zustellkraft wird mit einem vordefinierten Soll-Zustellkraftbereich verglichen. Befindet sich die Ist-Zustellkraft innerhalb dieses Bereichs, findet keine radiale Zustellung statt. Fällt die Kraft unter den definierten unteren Grenzwert, wird die Honleiste solange expandiert, bis die Kraft wieder in dem Soll-Bereich liegt. Es findet somit ein geschlossener Regelkreis zur Ansteuerung des elektromechanischen Zustellsystems Anwendung. Parallel zum weggeführten Honen ist das Ende des Honprozesses durch die Erreichung der vordefinierten Endposition der Honleiste in der Honsteuerung implementiert. Weiterentwicklungen des

kraftgeführten Honens beinhalten zusätzlich die Regelung der Größe der Zustellschritte sowie die Zustellgeschwindigkeit [BäScMo2012a; BäScMo2012b; Schm2015].

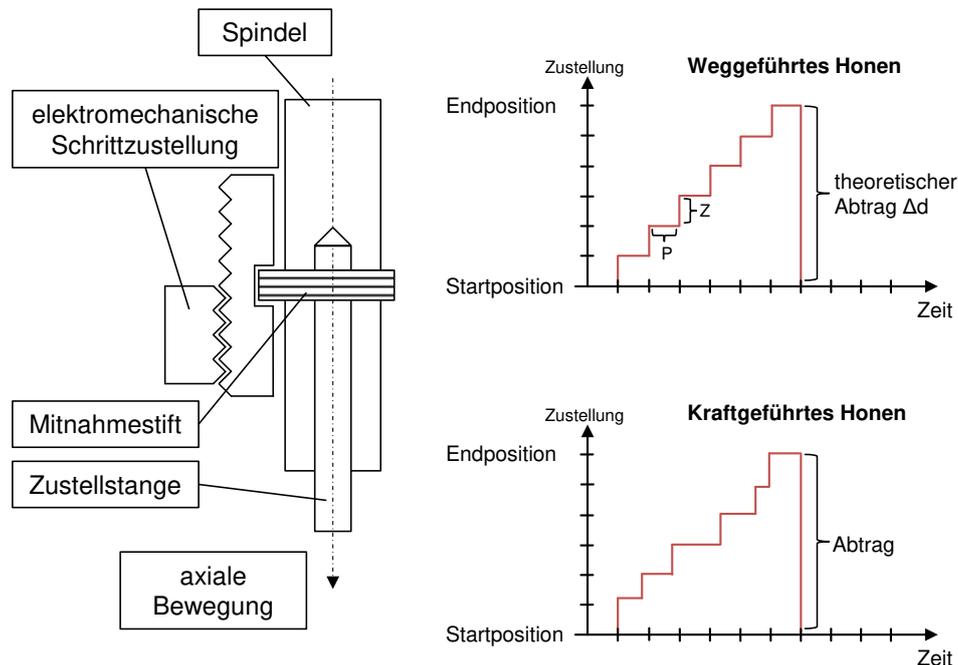


Abbildung 2-5: Grundprinzip formschlüssiges Zustellsystem mit weg- und kraftgeführtem Honen nach [Schm2015]

Im Folgenden sollen die beiden Kenngrößen Start- und Endposition der Zustellung hinsichtlich der Prozessdynamik bei Einleisten-Honwerkzeugen betrachtet werden. Wie bereits dargestellt, wird der Abtrag durch die radiale Aufweitung der Honleiste erreicht. Die beiden Führungsleisten sind fest mit dem Werkzeugkörper verbunden und sind auf das Fertigmaß überschliffen. Dies bedeutet jedoch, dass zu Beginn der Bearbeitung eine exzentrische Lage zur Bohrungsmitte vorliegt. Erst bei Erreichen des Fertigmaßes nimmt das Honwerkzeug in der Bohrung eine zentrische Lage ein. Dieser Versatz bezogen auf die geforderte gleichachsige Bearbeitung zwischen Startposition und Endposition wird am Werkzeugquerschnitt in Abbildung 2-6 (links) dargestellt. Die asymmetrische Anordnung der Führungsleisten begünstigt nach [FIWi2017] die Laufruhe des Werkzeuges und die Vermeidung von unerwünschten Ratterschwingungen. Neben der Anordnung von Hon- und Führungsleisten am Werkzeug selbst ist ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt die axialkinematische Wechselwirkung der Leisten zur Bohrung (vgl.: Abbildung 2-6 (rechts)). Insbesondere die Wahl der Honleistenlänge l_h bezüglich der Bohrungslänge l_B und den oberen und unteren Überläufen l_o bzw. l_u müssen beim Honen aufeinander abgestimmt sein, um bestmögliche Honqualitäten in Bezug auf die Zylindrizität erreichen zu können [Töns1970; SBFH2011]

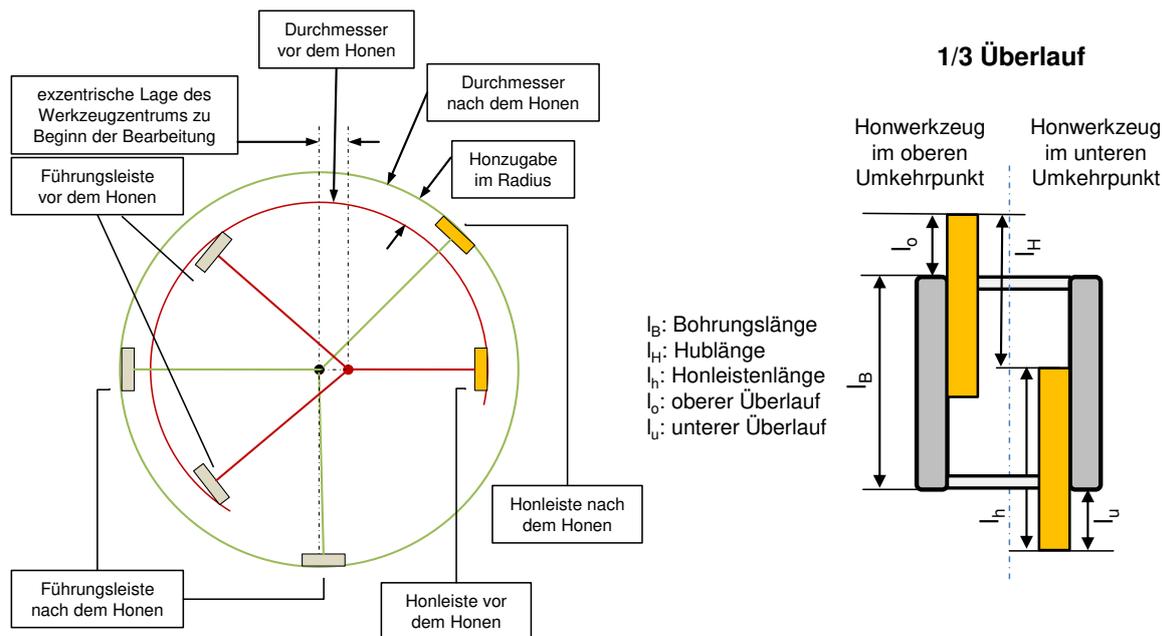


Abbildung 2-6: radialkinematische Zustellbewegung [Juch1984] und axialkinematische Bedingungen [FIWi2017; SBFH2011]

Nach [SBFH2011] sollte der obere und untere Überlauf ein Drittel bis maximal die Hälfte der Honleistenlänge nicht überschreiten. Als Folge eines zu groß gewählten Überlaufs wird zu viel Material abgetragen und es kommt zu konischen Bohrungen oder Vorweiten. Für den Fall eines zu klein gewählten Überlaufs bildet sich eine ballige Bohrung aus. Die mathematische Beschreibung für die Hublänge nach [SBFH2011] lautet:

$$l_H = l_B + l_o + l_u - l_h \quad (2.6)$$

2.2.3 Zerspanprozess beim Honen

Im Folgenden sollen die allgemeinen Zusammenhänge des Zerspanprozesses in Bezug auf die Honbearbeitung erfolgen. Nach [DIN8589-14] handelt es sich beim Honen um ein Fertigungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide, bei dem der Materialabtrag durch die Abrasivwerkstoffe in den Honleisten stattfindet. Aufgrund der vorliegenden Kinematik mit fortwährendem Anpressdruck spricht [FrSc2015] von einem kraftgebundenen Wirkprinzip mit zielgerichteter Schneidenführung. Als Vergleich zum Honen ist beim Schleifen jedes Schneidkorn nur in kurzen, periodisch wiederkehrenden Zeitabständen im Eingriff. In beiden Fällen haben jedoch Untersuchungen der Korntopografie ergeben, dass der Großteil der Schneidkörner vorwiegend negative Spanwinkel aufweisen und große Kontakt- und Reibzonen zwischen Korn und Bauteil gebildet werden [FrSc2015; GrBeGö2019]. Neben dem Spanwinkel sind weitere für die Spanbildung wichtige Schneidwinkel der Freiwinkel und der Keilwinkel, die nur mit statistischen Größen und Mittelwerten bzw. Verteilungen angegeben werden [GrBeGö2019]. Die Abbildung 2-7 zeigt nach [FIWi2017] die Schneidengeometrie ei-

nes scharfen und eines abgestumpften Schneidkorns mit den entsprechenden Schneidwinkeln. Hierbei ist der Freiwinkel beim scharfkantigen Korn positiv, welcher jedoch durch Abstumpfung durch die Honbearbeitung gegen 0° geht. Demzufolge steigt der Keilwinkel während dieses Vorgangs auf über 90° .

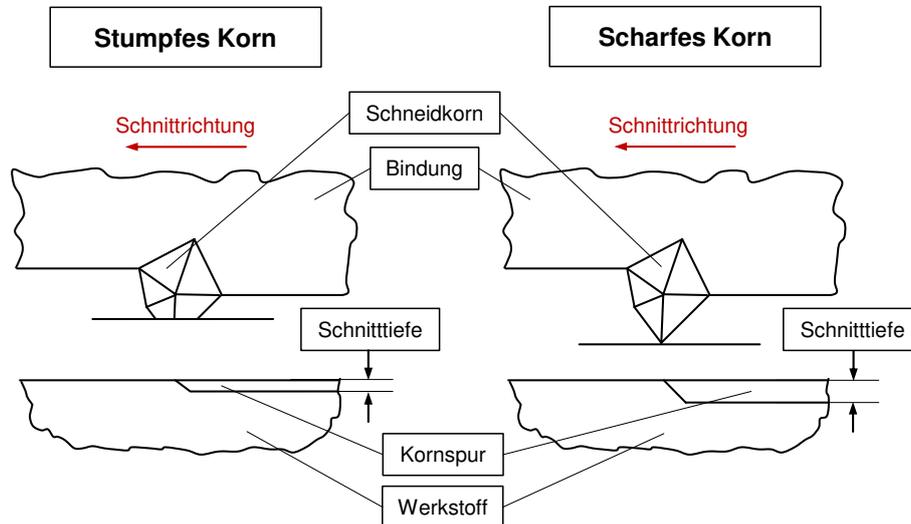


Abbildung 2-7: Schneidengeometrie beim Honen nach [FIWi2017]

Während des Honprozesses dringen die statistisch verteilten Schneidkörner je nach Körngröße in den Werkstoff ein und erzeugen den Abtrag mit der charakteristischen Oberflächentopografie. Infolge der Normalkräfte im Zustellvorgang werden neben der Spanabnahme im Honleisten-Werkstück-System elastische und plastische Verformungen induziert. Analog zum Schleifen treten beim Honen duktile und spröde Werkstoffmechanismen nebeneinander auf [Rußn2004]. Welcher Mechanismus überwiegt, hängt neben dem zu bearbeitenden Werkstoff auch von der Korneindringtiefe und den gewählten Schnittgeschwindigkeiten ab. Spezielle Modelle zur Darstellung von Werkstoffmechanismen von duktilen und spröden Werkstoffen werden von [Kloc2017] und [SaMö1987] beschrieben. Beim Spanbildungsprozess von duktilen Werkstoffen mit geometrisch unbestimmter Schneide kommt es nach der rein elastischen Verformung zum plastischen Fließen des Materials. Anfangs ist der Winkel zwischen der Schneidkontur und der Werkstückoberfläche für eine Spanbildung zu gering und es treten seitliche Materialverdrängungen in Form von Aufwürfen auf. Im weiteren Verlauf dringt das Schneidkorn weiter in den Werkstoff ein und es erfolgt ab einer ausreichenden Eindringtiefe die eigentliche Scherung des Spans mit Indizierung von elastischen und plastischen Verformungen. Parallel hierzu treten weiterhin Verdrängungsprozesse auf, die sich auf die Zerspannungseffektivität und somit auf die effektive Spannungsdicke auswirken. [DeTö2011; Kloc2017] Neben der allgemeinen Beschreibung der duktilen Werkstoffmechanismen nach [SaMö1987] zeigen [SpLiSa1989] und [Weig1997] weitere Betrachtungen der Honbearbeitung von Keramiken auf. Im Folgenden soll jedoch der Fokus auf der Honbearbeitung von duktilen Werkstoffen liegen. [MaYe1992] beschreibt hierzu die Effektivität der Spanbildung in Abhängigkeit zur Spannungsdicke und

Schnittgeschwindigkeit und unterteilt die Abtragsmechanismen in Mikrofurchen, Mikropflügen, Mikrospanen-Fließspanen und Mikrospanen-Schälspanen (vgl.: Abbildung 2-8).

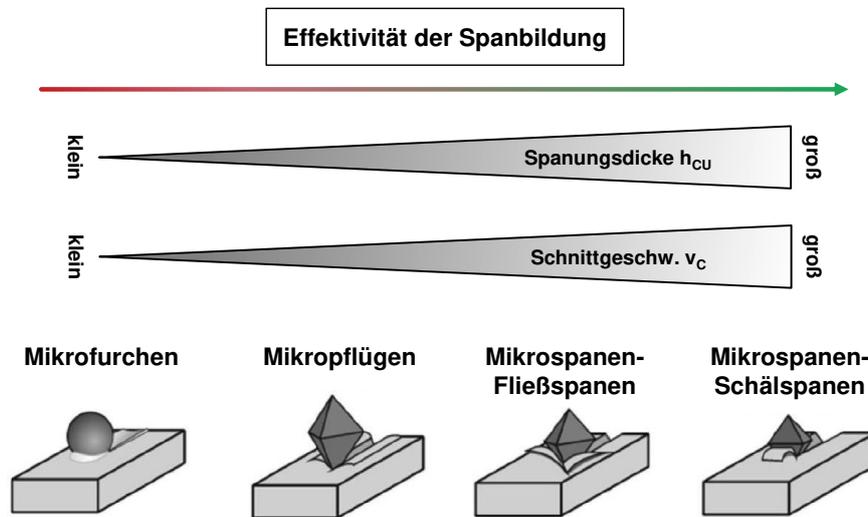


Abbildung 2-8: Abtragsmechanismen beim Honen [MaYe1992]

Zur Untersuchung der Spanbildungsmechanismen beim Schleifen mit niedrigen Schnittgeschwindigkeiten verwendet [Giwe2003] den Einkornritzversuch und unterteilt die Prozessführung in Längs- und Tauchritzen. Eine Vergleichbarkeit zum Honprozess liegt hierbei auf dem Tauchritzen, dessen Prozessführung in Abbildung 2-9 dargestellt wird. Das Bauteil aus dem Material 16MnCr5 (HRC20) wird auf einer 3-Komponenten-Kraftmessplatte der Fa. Kistler fixiert. Zugleich führt der Diamant-Einkornritzer mit 0,5 ct und Radius von 200 μm der Fa. MTS-Prickten die zur Werkstückoberfläche parallele Schnittbewegung aus. Die Zustellung variiert hierbei zwischen 50 μm , 100 μm und 150 μm . Die Effektivität des Spanbildungsprozesses wird von [Gahr1988] mit der Einführung der Kenngröße des relativen Spanvolumens f_{ab} dargestellt. Dieser Wert beschreibt das Verhältnis vom abgetragenen Werkstoffvolumen zum Volumen der Verschleißfurche. Die Kennwerte A_1 und A_2 beschreiben hierbei das Volumen des Aufwurfs; A_3 dagegen das Volumen der Furche:

$$f_{ab} = \frac{A_3 - (A_1 + A_2)}{A_3} \quad (2.7)$$

Im Fall von $f_{ab} = 0$ tritt ideales Mikropflügen und somit kein Werkstoffabtrag auf. Das Material wird vollständig zu den Rillenrändern als Aufwürfe verdrängt. Im Fall $f_{ab} = 1$ liegt ideales Mikrospanen vor, d.h. das vollständige Volumen der Furche wird als Span abgelöst. Die Bestimmung von f_{ab} erfolgt hierbei an unterschiedlichen Messstellen mittels eines 3D Laser-Scanning-Mikroskops des Typs Olympus LEXT OLS 3100 der Fa. Olympus. Neben der Prozessführung zeigt Abbildung 2-9 eine dreidimensionale Darstellung der Oberflächentopografie und die Auswertung des relativen Spanvolumens der drei verwendeten Zustellungen. Da der Wert für das relative Spanvolumen

im Mittel bei $f_{ab} = 0,48$ liegt, kann eine Kombination aus Mikropflügen und Mikrospalten nachgewiesen werden.

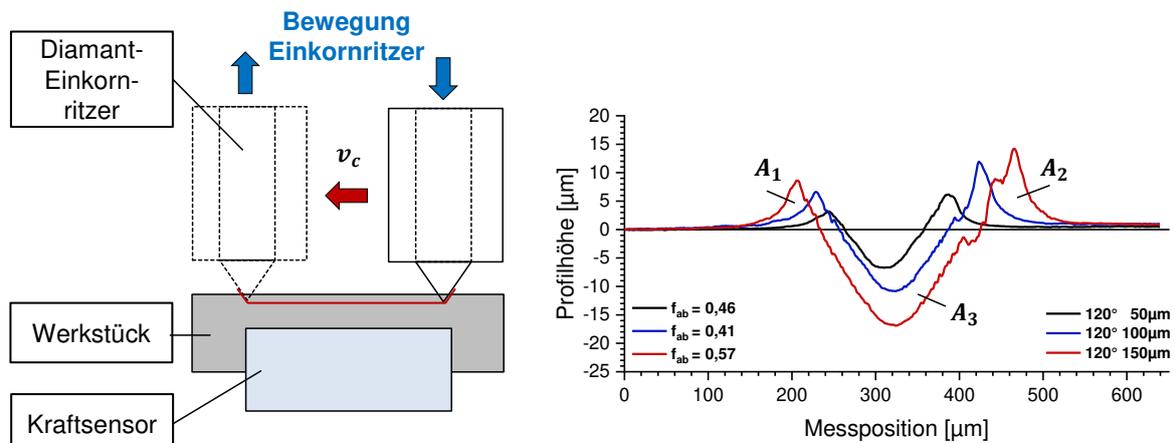


Abbildung 2-9: Prozessführung Einkornritzversuch und Auswertung der Oberflächentopografie

2.2.4 Honwerkzeug und Honschneidbeläge

Neben dem in Kapitel 2.2.2 beschriebenen Einleisten-Honwerkzeug für die Innenbearbeitung von Zylinderbohrungen zwischen 4 mm und 40 mm existieren in der Praxis weitere Ausführungsvarianten von Honwerkzeugen [KADIA2020b]. Hierzu gehören die Mehrleisten-Honwerkzeuge für große Längen-Durchmesser-Verhältnisse als auch Sonderwerkzeuge wie galvanisch belegte Schaftwerkzeuge. [FIWi2017] gibt an, dass Einleisten-Honwerkzeuge den Mehrleistenwerkzeugen bei kleinen Durchmessern von ca. ≤ 25 mm überlegen sind. Der Durchmesserbereich von galvanischen Honwerkzeugen liegt zwischen 1 mm und 20 mm (vgl.: Abbildung 2-10).



Abbildung 2-10: Übersicht Honwerkzeuge [KADIA2020b]

Die meisten Honwerkzeuge können sowohl im Links- als auch im Rechtslauf betrieben werden. Die Ausnahme stellt hierbei die Gruppe der Einleisten-Honwerkzeuge dar. Aufgrund der konstruktiven asymmetrischen Auslegung der beiden Führungsleisten können diese nur in eine Drehrichtung mit Druck beaufschlagt werden. Gleichzeitig zeichnen sich hierin, wie bereits erwähnt, Vorteile in der Laufruhe ab, was zur Verbesserung der Rundheit und Parallelität der Bohrungen führt. Zweileisten-Honwerkzeuge

lassen sich im Vergleich zu Einleisten-Honwerkzeugen konzentrisch aufweiten. Hierdurch können sie robuster ausgelegt werden und sind in der Lage höhere Zeitspanvolumen zu erreichen. Honwerkzeuge mit vier symmetrisch ausgerichteten Honleisten ermöglichen ebenfalls hohe Abtragsraten, sind aber weniger robust. Sowohl Zwei- als auch Vierleisten-Honwerkzeuge zeigen jedoch Nachteile im Erreichen von Formqualitäten im Vergleich zu Einleisten-Honwerkzeugen.[Juch1984] Die folgende Abbildung 2-11 zeigt verschiedenen Werkzeugausführungen für kleine Bohrungen.

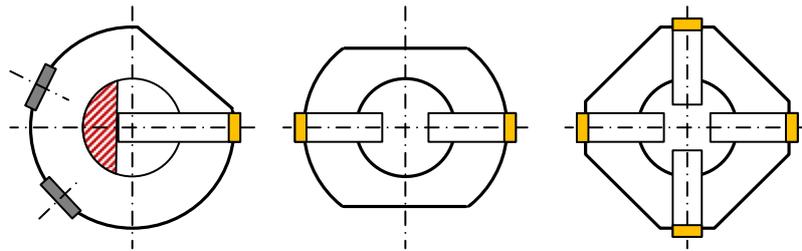


Abbildung 2-11: verschiedene Werkzeugausführungen für Bohrungen beim Honen nach [Juch1984]

Die Honleiste mit den Abrasivwerkstoffen bildet hierbei die Schnittstelle zwischen Werkzeug und Bauteil und muss auf den jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden, um eine optimale Schneidwirkung zu erreichen. Im Allgemeinen besteht diese aus Schneidbelag, Haftschiicht und Honleistensohle [Klin2015]. Die Volumenanteile im Dreistoffdiagramm aus Abrasivwerkstoffen, Bindungswerkstoffen und Porenraum bilden letztendlich das Verbundsystem und somit die Wirkhärte einer Honleiste. Die Härte sollte so abgestimmt sein, dass das Schneidkorn ausreichend vor dem Herauslösen geschützt ist und zugleich den Selbstschärfungsprozess zulässt. Unter Selbstschärfung versteht man, dass der mittlere Kornüberstand über die gesamte Standzeit der Honleiste erhalten bleibt [FIHa2011]. Die Bindung soll somit gezielt verschleifen und abgestumpfte Körner freigeben, sodass im nächsten Schritt tiefer liegende, neue scharfe Körner in den Eingriff treten. Die Korngröße und die Konzentration des verwendeten Abrasivstoffes beeinflusst das erreichbare Zeitspanvolumen, die Oberflächenqualität sowie die Standmenge. Eine Verkleinerung der Korngröße hat eine verbesserte Oberflächenqualität zur Folge bei einem gleichzeitigen Abfall des Zeitspanvolumens. Mit Erhöhung der Korngröße bei gleichbleibendem Honleistanpressdruck nehmen die Oberflächenqualität ab und das Zeitspanvolumen zu. [FIWi2017] Darüber hinaus wird von [FIHa2011] und [Mush1986] der ideale Kornüberstand als ein Drittel der Korngröße beschrieben.

Die Einteilung der Abrasivstoffe erfolgt hinsichtlich ihrer Härte in konventionelle und hochharte Abrasivstoffe. Zu der Gruppe der konventionellen Abrasivstoffe gehören zum Beispiel Korund (Al_2O_3) oder Siliziumkarbid (SiC) mit einer Knoop-Härte von 2000 - 2160 *HK* bzw. 2400 - 3000 *HK* [Kloc2017]. Durch die Verwendung von hochharten Abrasivstoffen wie beispielweise Diamant (Knoop-Härte: 7000 - 8000 *HK*) und kubischem Bornitrid (cubic boron nitride, CBN; Knopp-Härte: 4700 *HK*) konnte ab 1960

die Wirtschaftlichkeit des Honverfahrens weiter verbessert werden [Kloc2017]. Diamant- und CBN-Honleisten zeichnen sich gegenüber konventionellen Honleisten insbesondere hinsichtlich der höheren Standzeit, besserer Formhaltigkeit und besserer Maß-, Form- und Oberflächengenauigkeiten aus [FIWi2017; Haas1955; Haas1956; Born1969]. Durch die höhere Wärmeleitfähigkeit von Diamant ($600 - 2100 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) und kubischem Bornitrid ($200 - 700 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) im Vergleich zu beispielsweise Siliciumkarbid ($42 - 135 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) wird die in der Zerspanungszone entstehende Wärme schnell an die Bindung abgegeben. Hierdurch stellt sich bei schwer bearbeitbaren Stählen eine geringere Beeinflussung des Randzonengefüges im Vergleich zur Zerspanung mit konventionellen Abrasivstoffen ein. [Kloc2017; CzSkSi2014] Ein Vorteil von kubischem Bornitrit zum Diamant ist die chemische Beständigkeit gegenüber Eisen und weiteren karbidbildenden Werkstoffen [DeTö2011]. Bei hohen Temperaturen und umliegenden Keimen graphitisiert der Diamant und dies führt wiederum zu chemischem Kornverschleiß [FIWi2017]. Zur besseren Einteilung der Härte von konventionellen und hochharten Abrasivstoffen im Vergleich zu einigen weiteren Bearbeitungswerkstoffen dient folgende Abbildung 2-12.

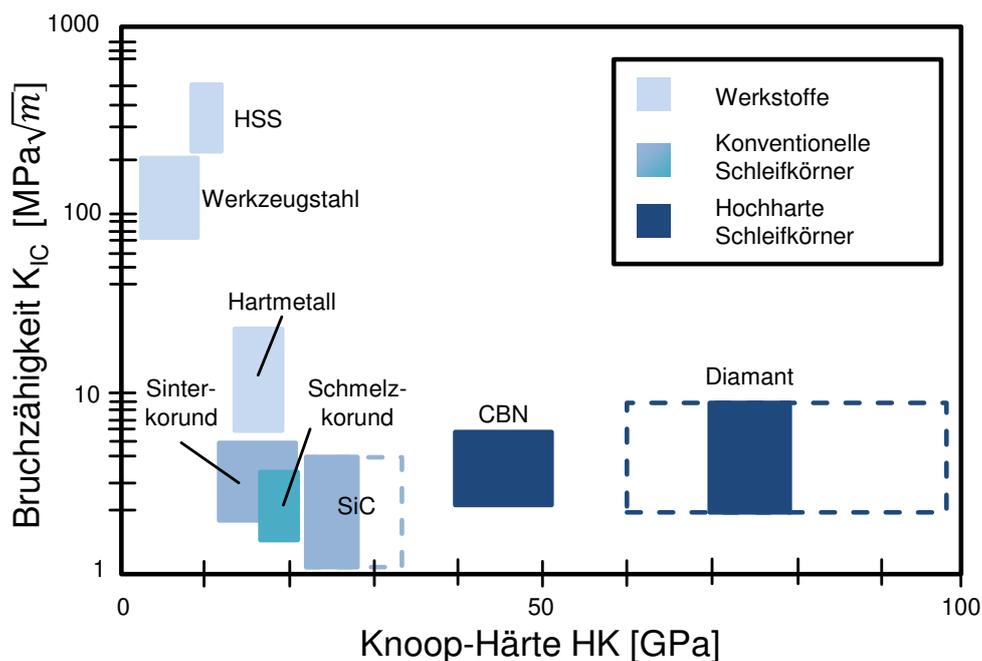


Abbildung 2-12: Härte konventioneller und hochharter Abrasivstoffe nach [HeNo1993]

Die industriell verwendeten Diamant- und CBN-Körner werden mittels Synthese hergestellt. Erste reproduzierbare Verfahren zur Herstellung von synthetischen Diamanten wurden 1955 von General Electric entwickelt [Angu2014]. Unter den Bedingungen hoher Drücke um $70 - 120 \text{ kbar}$, Temperaturen um 2000°C und unter Anwesenheit metallischer Katalysatoren erfolgt die Synthese von Kohlenstoff in Form von Graphit zu Diamant. [Kloc2017; MMBGF2017] Die Gewinnung der Diamantkristalle mit erforderlicher Korngröße, die für den Schleif- oder Honprozess ausreichend ist, geschieht in-

nerhalb von wenigen Sekunden [Kloc2017]. Die erste industrielle Synthese von kubischen Bornitrid erfolgte ebenfalls durch Generell Electric im Jahr 1969 unter dem Handelsnamen Borazon. Unter Verwendung von Drücken von 50 - 70 *kbar*, Temperaturen zwischen 1800°C und 2700°C sowie dem Einsatz eines Katalysators wird bei der Pyrolyse von Borchlorammoniak kubisches Bornitrid gewonnen.

Neben den Abrasivstoffen stellt die Bindung einen einflussreichen Faktor auf die Zielgrößen im Honprozess dar. Wie bereits oben beschrieben, hält die Bindung die Schneidkörner fest und stellt gleichzeitig den Selbstschärfungsprozess sicher. Für die hochharten Diamant- oder CBN-Schneidkörner wird in der Praxis eine metallische Sinterbindung aus den typischen Bindungsbestandteilen wie Nickel, Kobalt, Kupfer, Zinn und Eisen eingesetzt. Weitere Bindungsarten sind Kunstharz- und keramische Bindungen, die bei Bearbeitungsfällen, in denen eine geringe Randzonenbeeinflussung des Bearbeitungswerkstoffes sichergestellt werden muss, Anwendung finden. Im Vergleich zu den metallischen Bindungen weisen Kunstharz- und keramische Bindungen eine deutlich geringere Standzeit auf. Die physikalischen Vorteile von beispielsweise keramischen Bindungen liegen in der chemischen Resistenz gegenüber Ölen und Wasser. [FIWi2017] Nach dem Herstellungsprozess der Honleiste muss diese noch je nach Bearbeitungsaufgabe und Bohrungsgestalt aufbereitet werden [Klin2015]. Hierzu zählen das Schleifen und das Aufrauen der Schneidbeläge [Juch1984; vSee1989]. Durch das Schleifen wird die Form der Honleiste an die Form des Bauteils angepasst, um eine bessere geometrische Rundlaufgenauigkeit des Honwerkzeuges zu erreichen. Bei der Herstellung von galvanisch belegten Schaftwerkzeugen werden die Schneidkörner über eine elektrochemisch abgeschiedene, metallische Nickelschicht auf dem Stahlgrundkörper aufgebracht.

2.2.5 Vorrichtungskonzepte

Die Aufgabe der beim Honen eingesetzten Spannvorrichtungen liegt im Allgemeinen in der Aufnahme und der Fixierung der zu bearbeitenden Bauteile und im Festhalten unter den vorgegebenen Bearbeitungsbedingungen. Durch den Einsatz von Vorrichtungen ergeben sich nach [Pero2013] folgende Vorteile:

- Verkürzung von Nebenzeiten für das Ausrichten, Spannen und Messen
- Entfallen von Nebenarbeiten wie Anreißen, Ankönnen, Anpassen
- Verringerung von Bedarf an Messzeugen und Lehren
- Durch die Lagebestimmung der Bauteile in der Vorrichtung können die Maße aller in dieser Vorrichtung gefertigten Bauteile innerhalb der vorgeschriebenen Toleranzen gehalten werden
- Arbeiterleichterung durch geringeren körperlichen Einsatz
- Bearbeitung mehrerer Bauteile durch den Einsatz von Mehrstück-Vorrichtungen
- Verringerung des Werkzeugverschleißes und deren Werkzeugkosten durch die sichere Bauteilspannung

Bereits [Haas1991] erkannte, dass durch die gestiegenen Anforderungen an die zu honenden Bauteile auch spezielle Vorrichtungsausführungen beim Honen nötig waren, um alle Vorteile der Honbearbeitung optimal zu nutzen. In diesem Zusammenhang werden von [Haas1991] zwei Ursachen aufgeführt: zum einen die höheren Schnittgeschwindigkeiten durch den Einsatz von Diamant- und CBN bestückter Honleisten und andererseits die Forderungen der Formgenauigkeit und Achslage der Bohrungen. Der folgende Abschnitt soll die unterschiedlichen Vorrichtungskonzepte hinsichtlich der Prozessdynamik und den Qualitätsmerkmalen beschreiben.

Die Zuordnung von Werkzeug zum Bauteil sichert im Honprozess die geforderte gleichachsige Bearbeitung und stellt neben der Kinematik eine wichtige Aufgabenstellung in der Honbearbeitung dar. Wie bereits in Kapitel 2.2.2 erläutert, erfolgt dies durch die Zustellbewegung der Honleiste. Diese Gleichachsigkeit muss während dem gesamten Honprozess gegeben sein und erfolgt durch die Verteilung entsprechender Bewegungsmöglichkeiten im Werkzeug-Werkstück-System. Die Zuordnung der Freiheitsgrade kann entweder für das Bauteil selbst oder für das Honwerkzeug erfolgen, welches sich im Allgemeinen nach dem Gewicht des zu honenden Bauteils richtet. [FIWi2017] beschreibt, dass der leichteren Komponente die erforderlichen Freiheitsgrade zugeordnet werden. Diese Zuordnung ist wichtig, um keine zusätzliche Belastung im Werkzeug-Werkstück-System zu erzeugen. [FIWi2017; Klin2015] Bezüglich der Freiheitsgrade lässt sich die Unterscheidung in starrer, schwimmender und kardanischer Werkstückaufnahme vornehmen (vgl.: Abbildung 2-13). Das Honwerkzeug wird dagegen pendelnd oder starr im Spannfutter der Honspindel eingespannt. Zusätzlich zeigt die folgende Tabelle 2-1 die Korrekturmöglichkeiten mit Bezug zum passenden Vorrichtungskonzept und den entsprechenden Freiheitsgraden in Kombination einer starren Werkzeugaufnahme sowie einer Auswahl an Honanwendungen. In allen drei Vorrichtungskonzepten ist die Honzugabe (Aufmaß) so zu wählen, dass alle Maß-, Form- und Lagefehler der Vorbearbeitung korrigierbar sind. Im vorliegenden Fall stellt das Bauteil die leichtere Komponente dar und wird in einer kardanischen Werkstückaufnahme mit vier Freiheitsgraden fixiert.

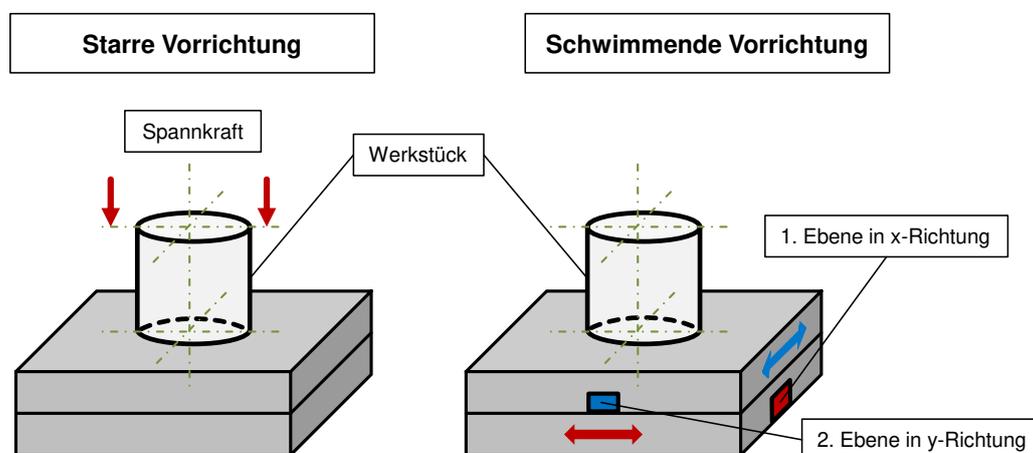


Abbildung 2-13: starre und schwimmende Werkstückaufnahme nach [FIWi2017]

Tabelle 2-1: Vorrichtungskonzepte und deren Anwendungsfälle nach [Haas1991]

Vorrichtungskonzepte mit starrer Werkzeugaufnahme			
Spezifikation Werkstückaufnahme	Funktion	Korrektur	Anwendungsfälle
starr	Sperrern	Maß, Form, Oberfläche, Winkellage und Position	<ul style="list-style-type: none"> • Reihen- und V-Zylinderblöcke • Zylinderlaufbuchsen • Hydraulikzylinder • Hydrauliksteuerventile • ...
schwimmend	Zentrieren	Maß, Form, Oberfläche, Winkellage	<ul style="list-style-type: none"> • Zahnräder • Pleuel • ...
kardanisch	Zentrieren + Kippen	Maß, Form, Oberfläche	<ul style="list-style-type: none"> • Einspritzpumpelemente • ABS-Bauteile • Hauptbremszylinder • kleine Hydraulikventile • ...

Insbesondere bei massereichen Bauteilen kommt eine starre Vorrichtung ohne Freiheitsgrade ($F = 0$) zum Einsatz. Spannvorrichtungen mit zwei Freiheitsgraden ($F = 2$) werden als schwimmende Vorrichtungen bezeichnet. Hierbei ist das Bauteil in der Ebene translatorisch verschiebbar, wodurch sich die Bewegungsmöglichkeiten mit einem Kreuztisch vergleichen lassen. Die x - und y -Koordinatenachsen spannen die Verschiebungsebene der beiden translatorischen Freiheitsgrade auf. Fertigungsaufgaben bei Bohrungen, deren Längen-Durchmesser Verhältnis ≤ 1 ist, lassen sich durch die Verwendung einer schwimmenden Vorrichtung realisieren [Haas1991]. Gleichzeitig bietet diese Vorrichtungsausführung in Kombination mit einem starr gelagerten Honnwerkzeug Vorteile zum Korrigieren der Bohrungsschräglage zur Werkstückauflagefläche. Beim Honprozess ist das Bauteil gegen Verdrehen gesichert und wird lediglich mit geringem axialem Spiel fixiert und vorzentriert. Die Feinzentrierung erfolgt beim Einfahrprozess durch das Werkzeug selbst. [Haas1991] Darüber hinaus lässt sich mithilfe einer schwimmenden Vorrichtung eine reaktionskraftfreie Drehmomentaufnahme realisieren [FIWi2017]. Die Erweiterung um zwei weitere angulare Freiheitsgrade wird als kardanische Vorrichtung ($F = 4$) bezeichnet. Neben der translatorischen Verschiebungsebene lassen sich die angularen Verkippungsebenen 1 und 2 um die x - und y -Koordinatenachsen bilden. Diese werden im Folgenden als φ_1 und φ_2 deklariert. Infolgedessen findet durch die Forderung nach der gleichachsigen Bearbeitung eine Anpassung der Bohrung in allen Freiheitsgraden statt; während der Honbearbeitung sind somit die Werkzeug- und Bauteilachse identisch, da praktisch kein äußerer Zwang auf das Bauteil einwirkt [Haas1991]. Es erfolgt somit eine Korrektur hinsichtlich der Maß-,

Formgenauigkeit und der Oberflächenqualität. Praktische Erfahrungen haben zusätzlich gezeigt, dass der Bauteilsschwerpunkt leicht unterhalb der Drehachsen zu wählen ist, und sich die Drehachsen in der Mitte der Bohrungslänge befinden sollen [FIWi2017]. Zusammenfassend zeigt die Abbildung 2-14 die vier Freiheitsgrade einer kardanischen Vorrichtung, deren Nomenklatur als Basis für die Modellbildung in Kapitel 5 dient.

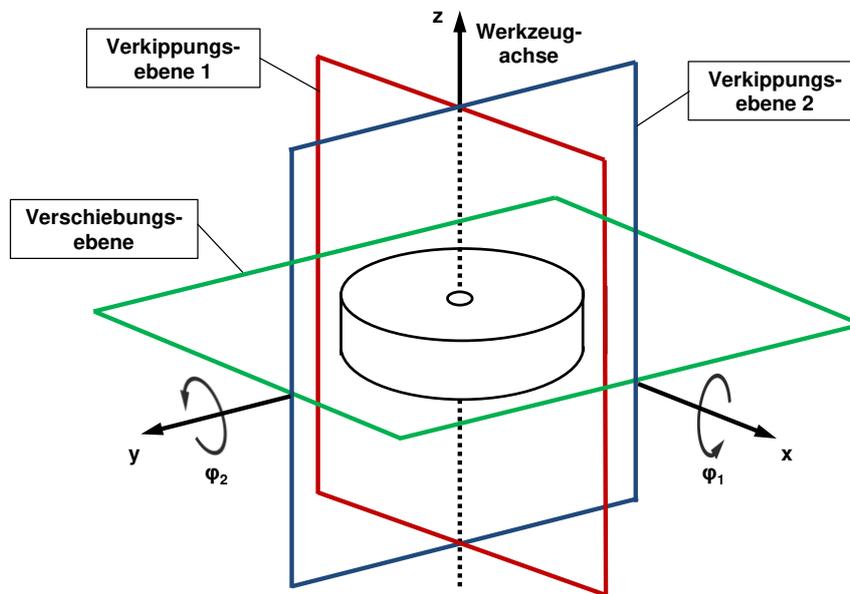


Abbildung 2-14: Freiheitsgrade einer kardanischen Werkstückaufnahme [KIBä2018]

Wie bereits oben erläutert, muss zur Sicherstellung der Gleichachsigkeit und zur Vermeidung zusätzlicher Bearbeitungskräfte im Werkzeug-Werkstück-System eine korrekte Auslegung und Zuordnung der Freiheitsgrade erfolgen. Durch die Werkstückaufnahme finden zusätzlich die Vorzentrierung der zu honenden Bohrung zur Honspindelachse und die Aufnahme der Bearbeitungskräfte statt. Je nach Vorrichtungskonzept werden diese Bearbeitungskräfte kraft- oder formschlüssig vom Werkstückträger aufgenommen [Klin2015]. Zur Vermeidung von axialen Normalkräften findet überwiegend eine axiale kraftschlüssige Fixierung mit geringem axialem Spiel des Bauteils Anwendung. Diese Fixierung bietet sich vor allem für den Lastwechsel von Hubaufwärts- zu Hubabwärtsbewegung und umgekehrt an. Die Folge unerwünschter Normalkräfte führt bei der Bearbeitung zu einseitig höheren Anpressdrücken und somit zum erhöhten Materialabtrag, der als Formfehler in der gehonten Bohrung messbar ist. Problematisch können auch Bauteilverformungen infolge der Fixierungen sein, da sich diese nach der Honbearbeitung zurückbilden und unerwünschte Bohrungsformen als auch Eigenspannungszustände zur Folge haben können. Zur Aufnahme des Drehmoments wird nach [FIWi2017] in den meisten Anwendungsfällen eine kraftschlüssige Anordnung gewählt. Hierdurch wird das Verdrehen durch die Haftreibung zwischen den Spannkonturen des Bauteils und axial oder radial beaufschlagten Spannelementen der Vorrichtung verhindert. Des Weiteren soll die Aufnahme des Drehmoments idealerweise durch ein Kräftepaar sichergestellt werden, um eine unaufgelöste Mittenkraft zu vermeiden. Insbesondere bei dünnwandigen Bauteilkonturen löst das Abstützen

der Bearbeitungskräfte unerwünschte Verformungen am Bauteil aus. Einen weiteren Aspekt stellen die Querkräfte im Werkzeug-Werkstück-System dar. Eine Ableitung dieser Querkräfte über den konstruktiven Aufbau der Vorrichtung ist notwendig, um lokal erhöhte Honleistenanpressdrücke, die wiederum zu unerwünschten Formfehlern führen, zu vermeiden. [FIWi2017]

2.2.6 Der Honprozess unter Berücksichtigung der Qualitätsmerkmale

Die folgende Abbildung 2-15 zeigt einen typischen weggeführten Honprozess. Das Bearbeitungsprogramm und die Prozessparameter sind auf der speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) der Honmaschine hinterlegt. Hierbei lässt sich der Honprozess in fünf Phasen unterteilen. Das Werkzeug fährt während des Einfahrvorgangs in die Bohrung ein und es findet eine Vorzentrierung der Bohrung statt. Die Honleiste befindet sich hierbei in Grundstellung. Die Anlegephase beinhaltet die radiale Expansion der Honleiste auf die Startposition, wodurch die Honleiste prozesssicher an der Bohrungswand anliegt. Infolgedessen nehmen die Konuskraft und der Honleistenanpressdruck zu und das Werkzeug-Werkstück-System bildet eine gemeinsame Achse aufgrund der vorliegenden Freiheitsgrade. In dieser Phase startet auch mit dem erstmaligen Erreichen des unteren Umkehrpunktes die Rotationsbewegung gefolgt vom eigentlichen Honprozess, welcher die vordefinierten Zustellschritte beinhaltet. Bei Betrachtung eines einzelnen Zustellschrittes lässt sich beobachten, dass der Honleistenanpressdruck aufgrund der Zerspannung abfällt und beim nächsten Zustellschritt wieder ansteigt. Dieser Vorgang wiederholt sich bis der eingestellte Abtrag als Summe aller Einzelzustellschritte erreicht wurde. Während der optionalen Ausfeuerzeit wird die Honleiste nicht mehr zugestellt und die Rotations- und Oszillationsbewegungen dauern weiter an. Das Ausfeuern dient dem Abbau elastischer Verformungen im System und damit in erster Linie der Verbesserung der Oberflächenqualität [SBFH2011]. In der letzten Phase fährt das Honwerkzeug mit zurückgefahrener Honleiste aus der Bohrung.

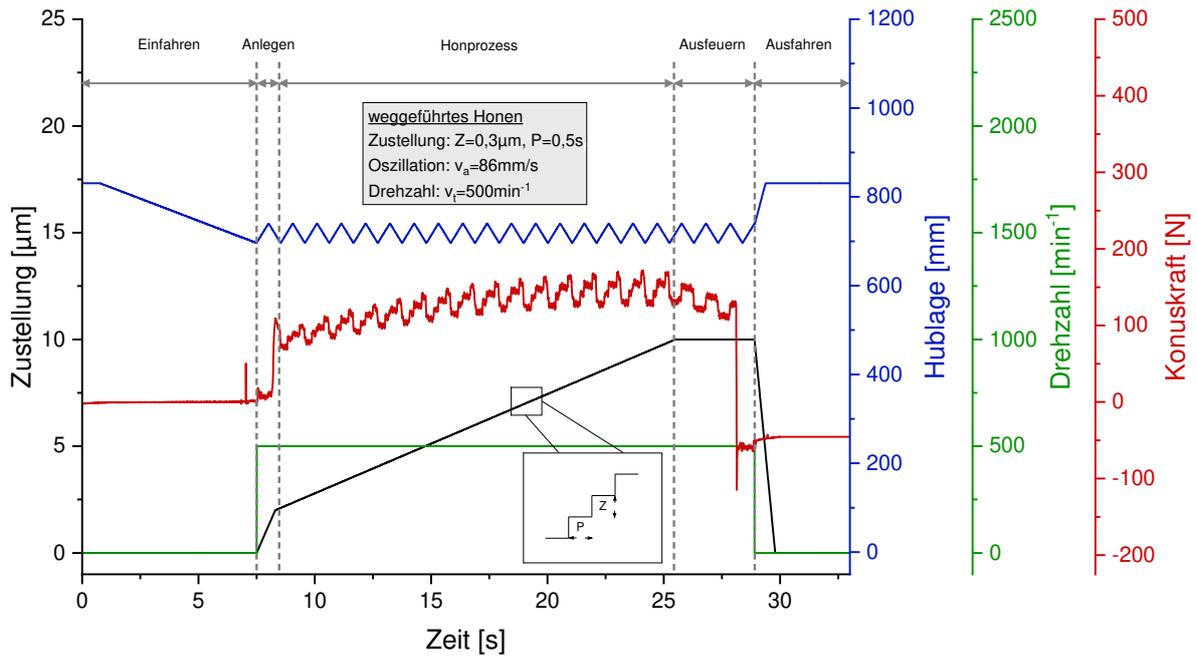


Abbildung 2-15: Phasen des Honprozesses

Für die Prozessdynamik spielt neben dem eigentlichen Honprozess der Anlegevorgang eine wichtige Rolle, da sich hierbei die Feinzentrierung und somit die Gleichachsigkeit im translatorischen und angularen Werkzeug-Werkstück-System einstellt. Ist die Startposition beim Anlegen zu weit von der Bohrungswand entfernt, baut sich kein Honleistenauspressdruck auf und es kommt zum sogenannten „Lufthonen“. Der Grund können hierfür zum Beispiel schwankende Eingangsdurchmesser aus der Vorbearbeitung sein. Als Folge der bereits eingesetzten kinematischen Bedingungen taumelt das Werkzeug ohne mit dem Bauteil bzw. mit der Vorrichtung eine stabile Achse gebildet zu bilden in der Bohrung. Erst durch weitere Zustellschritte in der Phase des Honprozesses steigt der Anpressdruck an, sodass der Zerpanprozess einsetzt und sich das Werkzeug-Werkstück-System stabilisiert. Liegt die Honleiste dagegen zu Beginn des Honprozesses zu stark an, kommt es zur Überschreitung des maximal zulässigen Anpressdrucks und somit eventuell zu Defekten am Werkzeug und Bauteil. In beiden Fällen ist eine Korrektur der Startposition notwendig. Der Zusammenhang zwischen der Startposition und dem nominellen Abtrag wird in Abbildung 2-16 schematisch dargestellt.

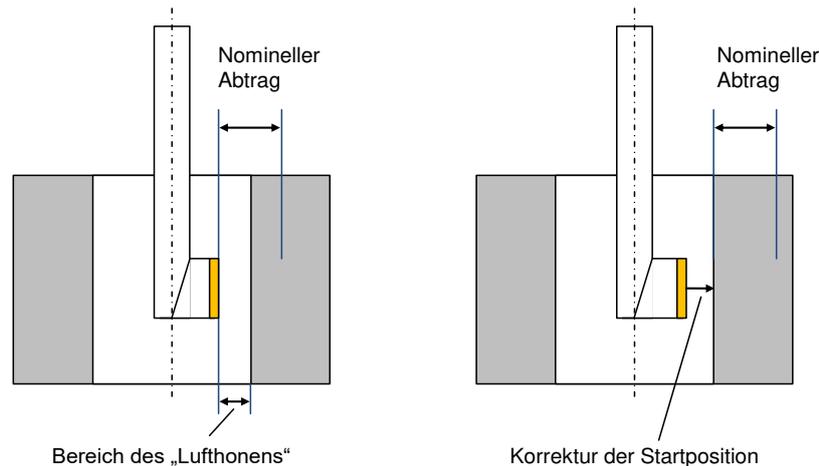


Abbildung 2-16: Zusammenhang von Startposition und Abtrag nach [Schm2015]

Analog zum Schleifprozess lassen sich Zerspanungskennwerte zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Honprozesses ermitteln. [Kloc2017] beschreibt das zerspannte Werkstückvolumen beim Innenschleifen als Zerspanungsvolumen V_w . Durch Ermittlung der Bohrungsdurchmesser d_{w0} vor und d_{w1} nach dem Honen sowie der Bohrungslänge l_B lässt sich das Zerspanungsvolumen nach folgendem Ausdruck ermitteln:

$$V_w = \frac{\pi}{4} * l_B * (d_{w1}^2 - d_{w0}^2) \quad (2.8)$$

Weiter wird die Leistungsfähigkeit eines Fertigungsprozesses durch das Zeitspanvolumen Q_w charakterisiert. Diese Kenngröße bezeichnet das Zerspanungsvolumen V_w bezogen auf die Bearbeitungszeit t_c . Unter der Annahme eines konstanten Zeitspanvolumens über die Bearbeitungszeit, erfolgt durch Integration nach [Kloc2017] folgender Ausdruck:

$$Q_w = \frac{dV_w}{dt} \rightarrow Q_w = \frac{V_w}{t_c} \quad (2.9)$$

Neben der Beschreibung der Honprozessphasen soll im Folgenden Abschnitt der Fokus auf der Beurteilung der gehonten Oberfläche unter Berücksichtigung typischer Funktions- und Qualitätsmerkmale liegen. Im Allgemeinen kann nach [Klin2015] eine Unterteilung in Grob- und Feingestaltsabweichungen erfolgen. [FIWi2017] erweitern diese Unterteilung durch die beim Honen entstehenden Randzoneneigenschaften wie zum Beispiel den Druckeigenspannungen oder den Verquetsungen. Zu den Merkmalen der Grobgestaltungsabweichungen gehören Maß-, Form- und Lagetoleranzen, die in DIN EN ISO 286 und DIN EN ISO 1101 deklariert sind. Die Kenngrößen Welligkeit und Rauheit beschreiben hingegen die Feingestaltungsabweichungen. Hierbei soll

angemerkt werden, dass die Auslegung eines Honprozesses meist auf mehrere Honoperationen erfolgt. Die Abbildung 2-17 zeigt die typischen Verfahrensschritte eines Plateauhonprozesses in Bezug auf die Erreichung der Qualitätsmerkmale.

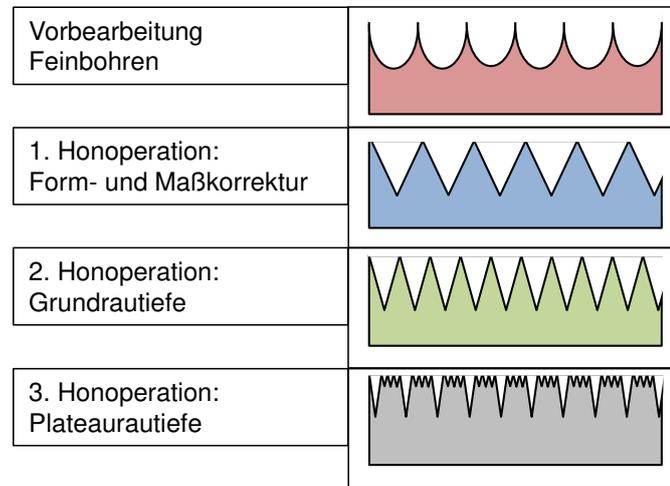


Abbildung 2-17: Verfahrensschritte am Beispiel des Plateauhonprozesses nach [FIWi2017]

Die Auslegung eines Honprozesses ist im Allgemeinen bauteilspezifisch und beinhaltet viele Erfahrungswerte. Dennoch lässt sich festhalten, dass bei einer angenommenen Honzugabe von $100\ \mu\text{m}$ etwa Zweidrittel dieser auf die erste Honoperation entfallen, um die geforderten Form- und Maßgenauigkeiten zu erreichen. Durch die Wahl einer groben Honleiste kann das geforderte Zerspanungsvolumen sichergestellt werden. Eine feinere Honleiste trägt in der mittleren Operation ein Viertel der Honzugabe ab, wodurch die Grundrautiefe mit den typischen Kennwerten R_a (arithmetischer Mittelrauwert), R_z (gemittelte Rautiefe) und R_{max} (max. Rautiefe) eingestellt wird. In der letzten Operation kann durch Verwendung einer sehr feinen Honleiste mit Körnern kleiner als $10\ \mu\text{m}$ die Plateaurautiefe beeinflusst werden. Das Plateauprofil wird mit den Kennwerten R_{pk} , R_k und R_{vk} der Materialanteilskurve bzw. Abbott-Kurve beschrieben. Hierdurch ist eine funktionsgerechte Bearbeitung hochbeanspruchter Funktionsflächen wie zum Beispiel Dicht- oder Schmiergleitflächen möglich. Der R_k -Wert beschreibt die Kernrautiefe, über deren Bereich der Materialanteil die größte Zunahme aufweist. M_{r1} und M_{r2} bezeichnen die Materialanteile oberhalb und unterhalb der Kernrautiefe. Durch die Bestimmung der reduzierten Spitzenhöhe R_{pk} lässt sich eine direkte Beschreibung der obersten Kontaktoberfläche durchführen, welche wichtige Eigenschaften hinsichtlich den erreichbaren Gleiteigenschaften, der Öladhäsion sowie der Wärmeübertragung der Funktionsoberfläche aufweisen [FIWi2017]. Dagegen lassen sich aus der reduzierten Riefentiefe R_{vk} Informationen über das Ölhaltevolumen sammeln. Der Materialanteil selbst wird durch die Kenngröße $R_{mr}(c)$ als Quotient aus der Summe der Materiallängen der Profilelemente $MI(c)$, in der vorgegebenen Schnitthöhe (c) und der Messstrecke ln charakterisiert. [DIN EN ISO 4287; DIN EN ISO 13565-1; Volk2018]

2.3 Grundlagen zur Modellierung von Reibung

2.3.1 Allgemeine Beschreibung von Reibungsvorgängen

Tribologie umfasst die Begriffe der Reibung, des Verschleißes und der Schmierung und bedeutet die Wissenschaft von aufeinander wirkenden Oberflächen mit Relativbewegung. Neben Grenzflächenwechselwirkungen zwischen Festkörpern behandelt die Tribologie auch Wechselwirkungen zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen. [BoTa1939] beschreibt das Konzept der wahren Kontaktfläche, die aufgrund der Oberflächenrauheit um Größenordnungen kleiner ist als die scheinbare Kontaktfläche. Die Abbildung 2-18 zeigt eine schematische Darstellung zweier rauer Festkörperoberflächen, die auf mikroskopischer Ebene ineinander verhaken und durch Adhäsionskräfte anhaften. Bei Einsetzen einer Relativbewegung beider Flächen ist folglich eine Überwindung dieser Verhakungen notwendig, um eine Bewegung zu beobachten. Dieser spezielle Vorgang wird in der späteren Beschreibung der Reibmodelle als Haftreibung bezeichnet. Durch den beschriebenen Oberflächenkontakt tritt Reibung in nahezu allen gegeneinander bewegten Körpern auf. Reibung ist dissipativ, d.h. die Energie aus der Bewegung von Körpern in einem dynamischen System (mechanische Energie) wird in eine andere Energieform (Wärme) umgewandelt und steht dem System somit nicht mehr zur Verfügung.

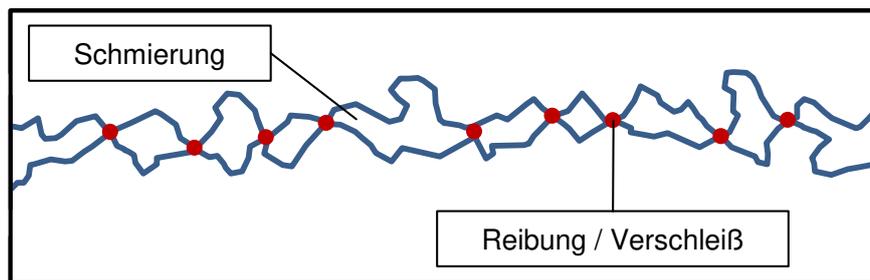


Abbildung 2-18: schematische Darstellung zweier rauer Oberflächen

Es folgt eine Beschreibung der Grundlagen der physikalischen Modelle für die Modellierung von Reibung. Hierzu sollen zunächst die klassischen Ansätze statischer Reibung vorgestellt werden, die aus der Sicht der Kinematik ein quasistationäres Reibverhalten mit einer konstanten Reibgeschwindigkeit darstellen. Die Übertragbarkeit auf den Honprozess ist zwar denkbar, führt jedoch zu einer ungenauen Beschreibung der dynamisch ablaufenden Bewegungsvorgänge. Da jedoch der Richtungswechsel der Relativgeschwindigkeit und damit die Beschreibung der Haftreibung der Kontaktflächen wichtige Randbedingungen darstellen, ist eine anschließende Darstellung von Lösungsansätzen mit dynamischen Reibmodellen unabdingbar. Zu den dargestellten dynamischen Reibmodellen gehören zum Beispiel das Modell von Karnopp oder das LuGre-Modell. [Rude2012] Zusätzlich sollen neben der Beschreibung von statischen und dynamischen Reibmodellen unterschiedliche Modelleigenschaften anhand von Parametervariationen zur qualitativen Analyse vorgestellt werden. Hierbei stellen die ausgewählten Modellparameter keine identifizierten Parameter dar, sondern dienen

der Bestimmung der darzustellenden Effekte. Dennoch soll eine Übertragbarkeit auf die Bewegungen der kardanischen Vorrichtung und die Problematik der wechselnden Relativgeschwindigkeit anhand eines vereinfachten Modellbeispiels aufgezeigt und diskutiert werden.

2.3.2 Statische und dynamische Reibmodelle

Statische Reibmodelle stellen Lösungen von einfachen Problemstellungen von Reibungsvorgängen zwischen zwei Kontaktflächen mit konstanten Relativgeschwindigkeiten dar. Bekannte und zugleich einfachste Problemstellung ist hierbei die eindimensionale Bewegung eines Blockes auf einer Oberfläche.

C. A. de Coulomb beschreibt im Allgemeinen die Reibung zwischen zwei Kontaktflächen als tangential wirkende Reibkraft F_C unter der Voraussetzung, dass diese unabhängig von der Ausdehnung der Reibfläche ist, mit folgendem Ausdruck [Popo2015]:

$$F_C = \mu \cdot F_N \quad (2.10)$$

Die Proportionalität zwischen der Reibkraft F_C und der Normal- bzw. Anpresskraft F_N wird durch den Reibungskoeffizienten μ , der die Beschaffenheit der Kontaktflächen beschreibt, vervollständigt. Dieser skalare Proportionalitätsfaktor stellt somit eine materialspezifische Konstante dar, die meist experimentell für unterschiedliche Materialpaarungen ermittelt wird.

Neben der oben aufgeführten Beschreibung lässt sich nach Coulomb der Begriff der tangential wirkenden Reibkraft und damit die Formel (2.10) in Haft- und Gleitreibung unterteilen [Popo2015]. Hierbei beschreibt die Haftreibung, auch statische Reibkraft genannt, die kritische Kraft, die überwunden werden muss, um einen Körper auf einer trockenen und ebenen Unterlage aus dem Ruhezustand zu bringen. Die Gleitkraft, oder auch kinetische Reibkraft, bezeichnet die Kraft, die nach der Haftung wirkt. Sowohl die Haft-, als auch die Gleitkraft charakterisieren sich durch die Proportionalität zur Normalkraft und unterscheiden sich somit vom statischen Reibungskoeffizienten μ_s und dem kinetischen Gleitreibungskoeffizienten μ_k . Hierbei ist der Ausdruck der Haftkraft als Ungleichung definiert. In der Realität stellt dieser Übergang des statischen Haftkontaktes zum Gleitkontakt jedoch keine scharfe Grenze dar, sondern ist als kontinuierlicher Übergang zu verstehen. [Popo2015] Des Weiteren beschreibt Coulomb, dass die kritische Kraft nach dem Stillstand mit der Zeit ansteigt. Infolgedessen kann der Reibkoeffizient als Funktion der Kontaktzeit beschrieben werden. Sowohl auf diesen Sachverhalt, als auch auf die experimentelle Ermittlung des Reibungskoeffizienten wird in Kapitel 5.4.2 detaillierter eingegangen.

Im Speziellen beschreibt die Coulombsche Reibung bzw. trockene Reibung die Reibung in Abhängigkeit von einer Relativgeschwindigkeit v_{rel} und dem Ausdruck der oben beschriebenen Reibkraft. Die folgende Abbildung 2-19 zeigt die räumliche Einordnung der Systemgrößen, als auch die resultierende Kennlinie, die durch folgenden Ausdruck beschrieben wird [HoQu2014]:

$$F = \text{sign}(v_{rel}) \cdot F_C \quad (2.11)$$

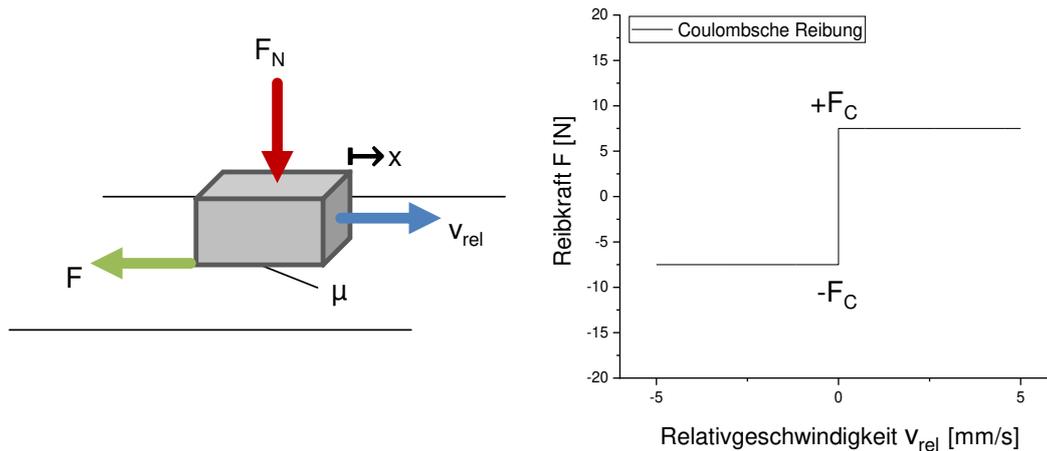


Abbildung 2-19: Eindimensionale Bewegung eines Blockes zur Beschreibung von Reibung

Die Kennlinie weist einen Vorzeichenwechsel bei der Null-Geschwindigkeit auf und dient gleichzeitig als Ausgangspunkt für weitere Beschreibungen. Bereits an dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass die Coulombsche Reibung durch die Signumfunktion für positive Geschwindigkeit als $+F_C$ und für negative Geschwindigkeit als $-F_C$ definiert ist. Diese Unstetigkeit stellt insbesondere bei der Einbindung in Simulationen eine zusätzliche Herausforderung dar. Ein vereinfachter Lösungsansatz hierfür bietet die Implementierung einer steilen Flanke zur Vermeidung einer Fallunterscheidung im Fall von wechselnden Relativgeschwindigkeiten.

Die Erweiterung der trockenen Coulombschen Reibung stellt die viskose Reibung dar. Hierzu findet die Bewegung des Blockes unter Zuhilfenahme einer zusätzlichen Schmierung statt. Diese zusätzlich wirkende viskose Kraftkomponente wird durch die lineare Abhängigkeit des Viskositätskoeffizienten η des Schmierfilms mit der Relativgeschwindigkeit beschrieben. Somit ergibt sich für die viskose Reibkraft folgender Ausdruck, der sich aus dem konstanten Anteil der trockenen und dem linearen Anteil der viskosen Reibung zusammensetzt [HoQu2014]:

$$F = \overbrace{\text{sign}(v_{rel}) \cdot F_C}^{\text{Coulombsche Anteil}} + \overbrace{\eta \cdot v_{rel}}^{\text{viskoser Anteil}} \quad (2.12)$$

Die Abbildung 2-20 zeigt die Erweiterung der Blockbewegung durch den Viskositätskoeffizienten und die resultierende Kennlinie, die den Ausdruck (2.12) für den gleichen Geschwindigkeitsbereich wie in Abbildung 2-19 grafisch abdeckt. Zusätzlich soll an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass der Viskositätskoeffizient in hohem Maße von der Temperatur abhängig ist und somit Einfluss auf den viskosen Anteil ausübt.

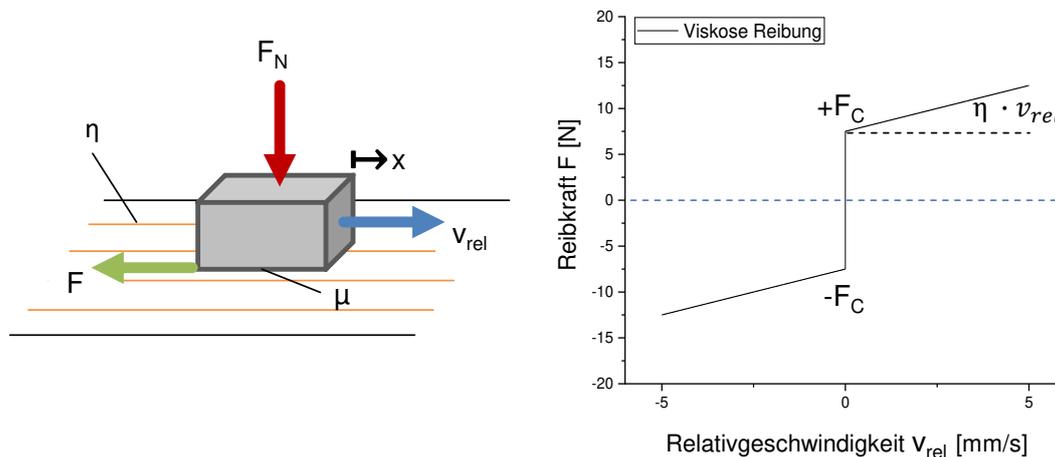


Abbildung 2-20: Eindimensionale Bewegung eines Blockes zur Beschreibung von viskoser Reibung

Die Modellierung eines sprunghaften Übergangs des statischen Haftkontaktes zum Gleitkontakt wird durch folgenden Ausdruck beschrieben [HoQu2014]:

$$F = \begin{cases} F_{ext} & , v_{rel} = 0 \text{ und } |F_{ext}| < F_S \\ \text{sign}(F_{ext}) \cdot F_C & , v_{rel} = 0 \text{ und } |F_{ext}| \geq F_S \end{cases} \quad (2.13)$$

Hierbei muss die Haftkraft F_S als eine Art Obergrenze angesehen werden, bis zu welcher eine externe Kraft F_{ext} ansteigen kann, bis sich der Körper bewegt. Weiter ist dieser Ausdruck lediglich für $v_{rel} = 0$ definiert. [KrKe2013] Die Modellierung eines kontinuierlichen Übergangs mit Einbindung einer Relativgeschwindigkeit erfordert somit weitere mathematische Beschreibungsansätze. Der bekannteste Ansatz zur Beschreibung eines kontinuierlichen Übergangs zwischen Haft- und Gleitreibung wird durch den Stribeck-Effekt charakterisiert. Die Stribeck-Kurve beinhaltet eine Kombination aus Haft-, Gleit- sowie viskoser Reibung und stellt den Reibungskoeffizienten als Korrelation zur Relativgeschwindigkeit dar. Die Abbildung 1-2 aus Kapitel 1 zeigt die wesentlichen Bereiche der Stribeck-Kurve, auf die im folgenden Abschnitt mit Bezug zur Beschreibung von Reibzuständen näher eingegangen werden soll.

Bereich I: Grenzreibung

Der Beginn der Grenzreibung wird als Überwindung der im vorherigen Abschnitt beschriebenen Haftkraft definiert. Der Reibungskoeffizient ist in diesem Punkt dem stati-

schen Reibungskoeffizienten μ_s von Coulomb gleichzusetzen. Mit steigender Relativgeschwindigkeit sinkt der Reibungskoeffizient leicht ab und es kommt zur ersten Bewegung. Dieser Zustand ist durch den direkten Kontakt der Grenzflächen beider Körper ohne Schmierstoff gekennzeichnet. Der Zustand reiner Festkörperreibung ohne künstlich oder umgebungsbedingt auftretende Trennschichten ist eine seltene Form der Reibung und existiert beispielsweise nur unter Vakuum oder bei sehr hohen Flächenpressungen [Raab2004]. Allgemein wird der Bereich der Grenzreibung als Zustand mit geringen Relativgeschwindigkeiten bezeichnet, in dem sich noch kein hydrodynamischer Druck aufbauen konnte. Jedoch ist eine Reduzierung des Reibungskoeffizienten durch die geringe Adhäsionsneigung aufgrund der sehr dünnen Schmier-schicht festzustellen. Mit weiter steigender Relativgeschwindigkeit findet der Wechsel in den Bereich der Mischreibung statt.

Bereich II: Mischreibung

Die Mischreibung beschreibt den Zustand des örtlichen, gleichzeitigen Auftretens von Festkörper- und Flüssigkeitsreibung. Im Bereich der Mischreibung führt ein unzureichender hydrodynamischer Druck zu örtlichem Kontakt beider Reibpartner, welcher insbesondere an den Rauheitsspitzen auftritt. Zugleich ist durch den fortschreitenden Aufbau der Schmierschicht auch eine örtliche Trennung der vorliegenden Reiboberflächen zu beobachten. Der Reibungskoeffizient weist im weiteren Verlauf sein Minimum auf, der jedoch mit steigender Relativgeschwindigkeit wieder ansteigt. Dieses Minimum wird in der Literatur als Ausklinkpunkt bezeichnet und charakterisiert zugleich den Übergang zur Flüssigkeitsreibung. An diesem Punkt ist der Aufbau der Schmier-schicht so weit vorangeschritten, dass auch die obersten Rauheitsspitzen keinen Kontakt mehr gegeneinander aufweisen. [An2014]

Bereich III: Flüssigkeitsreibung

Im Bereich der Flüssigkeitsreibung liegt ein ausreichender hydrodynamischer Druck vor, um beide Reiboberflächen vollständig voneinander zu trennen. Folglich findet eine Übertragung der auftretenden Normalkraft von dem oberen auf den unteren Reibpartner durch den Schmierfilm statt. Hierbei beschreibt die Scherfestigkeit des Schmierfilms, auch als die dynamische Viskosität bezeichnet, eine wichtige Größe. Mit weiter steigender Relativgeschwindigkeit steigt die innere Reibung des Schmiermedi-ums an und resultiert in einem steigenden Reibungskoeffizienten.

Eine scharfe Trennung der drei dargestellten Bereiche ist in der Realität schwer möglich. Folglich liegt innerhalb der Betrachtung von tribologischen Systemen eine Kombination aus den oben dargestellten Reibzuständen vor. Die Beschreibung dieser Effekte beinhaltet der folgende mathematische Ausdruck nach Stribeck:

$$F = \text{sign}(v_{rel}) \cdot F_{Stribeck} + \eta \cdot v_{rel} \quad (2.14)$$

Für die Funktion $F_{Stribeck}$ existieren in der Literatur diverse mathematische Formulierungen. Die am häufigsten verwendete Form beschreibt folgender Ausdruck:

$$F_{Stribeck} = F_C + (F_S - F_C) \cdot \exp\left(-\left|\frac{v_{rel}}{v_S}\right|^\delta\right) \quad (2.15)$$

Neben den bereits eingeführten Kräften F_S und F_C bezeichnen die beiden Parameter δ und v_S den Stribeck-Formfaktor sowie die Stribeck-Geschwindigkeit. Der Stribeck-Formfaktor bestimmt den Exponentialverlauf der Stribeck-Kurve und kann für verschiedene Reibflächen einen positiven, als auch einen negativen Wert annehmen. Die Stribeck-Geschwindigkeit bestimmt, wie schnell die Stribeck-Kurve gegen den konstanten Coulombschen Reibungsanteil konvergiert. Gleichzeitig wird hierdurch der Bereich, in dem der Übergang zwischen Haften und Gleiten stattfindet, definiert. [Rude2012] Die folgende Abbildung 2-21 zeigt unterschiedliche Verläufe der Stribeck-Kennlinie nach Formel (2.15) für die Wahl eines positiven und negativen Formfaktors bei konstanter Stribeck-Geschwindigkeit und konstanter dynamischer Viskosität. Im Fall eines Formfaktors von $\delta = 2$ nimmt die Kurve den bekannten Verlauf an. Dies bedeutet, dass die Stribeck-Kurve nach dem Überwinden der Haftkraft mit einem exponentiellen Übergang auf das Niveau des Coulombschen Reibanteils absinkt und mit steigender Relativgeschwindigkeit dem Verlauf des linearen viskosen Reibungsanteils wieder erneut ansteigt. Demgegenüber stellt das Niveau der Coulombschen Reibung den Ausgangspunkt für den exponentiellen Übergang auf das Niveau der Haftkraft im Fall des negativen Formfaktors von $\delta = -2$ dar. Der anschließend wirkende, lineare viskose Reibungsanteil lässt eine Parallelverschiebung im Vergleich zum ersten Fall zu.

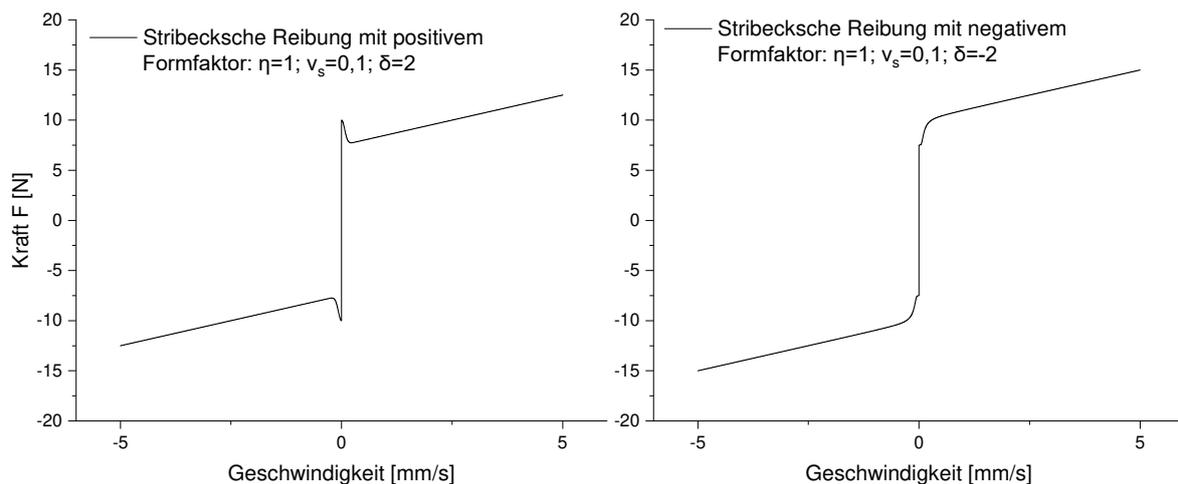


Abbildung 2-21: Kennlinie des Stribeck-Modells mit positivem und negativem Formfaktor und konstanter Stribeck-Geschwindigkeit

Im Folgenden zeigt die Abbildung 2-22 die Variation von positiven Formfaktoren im Intervall von $\delta = [1; 2; 4; 20]$ bei gleichzeitig konstanter Stribeck-Geschwindigkeit von $v_S = 0,1 \text{ mm/s}$, als auch die Variation der Stribeck-Geschwindigkeit im Intervall von

$v_s = [0,05; 0,1; 0,2; 1] [mm/s]$ bei konstantem Stribeck-Formfaktor von $\delta = 2$. Durch die Wahl des Formfaktors $\delta = 1$ wird die Exponentialfunktion durch das reine Verhältnis der Relativgeschwindigkeit zur ausgewählten Stribeck-Geschwindigkeit bestimmt. Mit steigendem Faktor stellt sich ein steilerer Exponentialverlauf ein. Dies hat zugleich einen schnelleren Übergang zwischen Haften und Gleiten zur Folge. Ein gemeinsamer Schnittpunkt stellt sich hierbei für die Relativgeschwindigkeit $v_{rel} = v_s$ ein. Nach [Stam2011] werden für die meisten Anwendungsfälle ein Formfaktor aus dem Intervall $[-2, +2]$ gewählt. Die Variation der Stribeck-Geschwindigkeit zeigt, dass die Stribeck-Kurve erst mit höherer Relativgeschwindigkeit gegen den Coulombschen Reibungsanteil konvergiert. Bei der Parameteridentifikation spielen nach [Rude2012] die gegenseitige Beeinflussung, wie zum Beispiel der zeitliche Nachlauf, die Rauheit der Kontaktflächen oder das Schmiermedium eine Rolle.

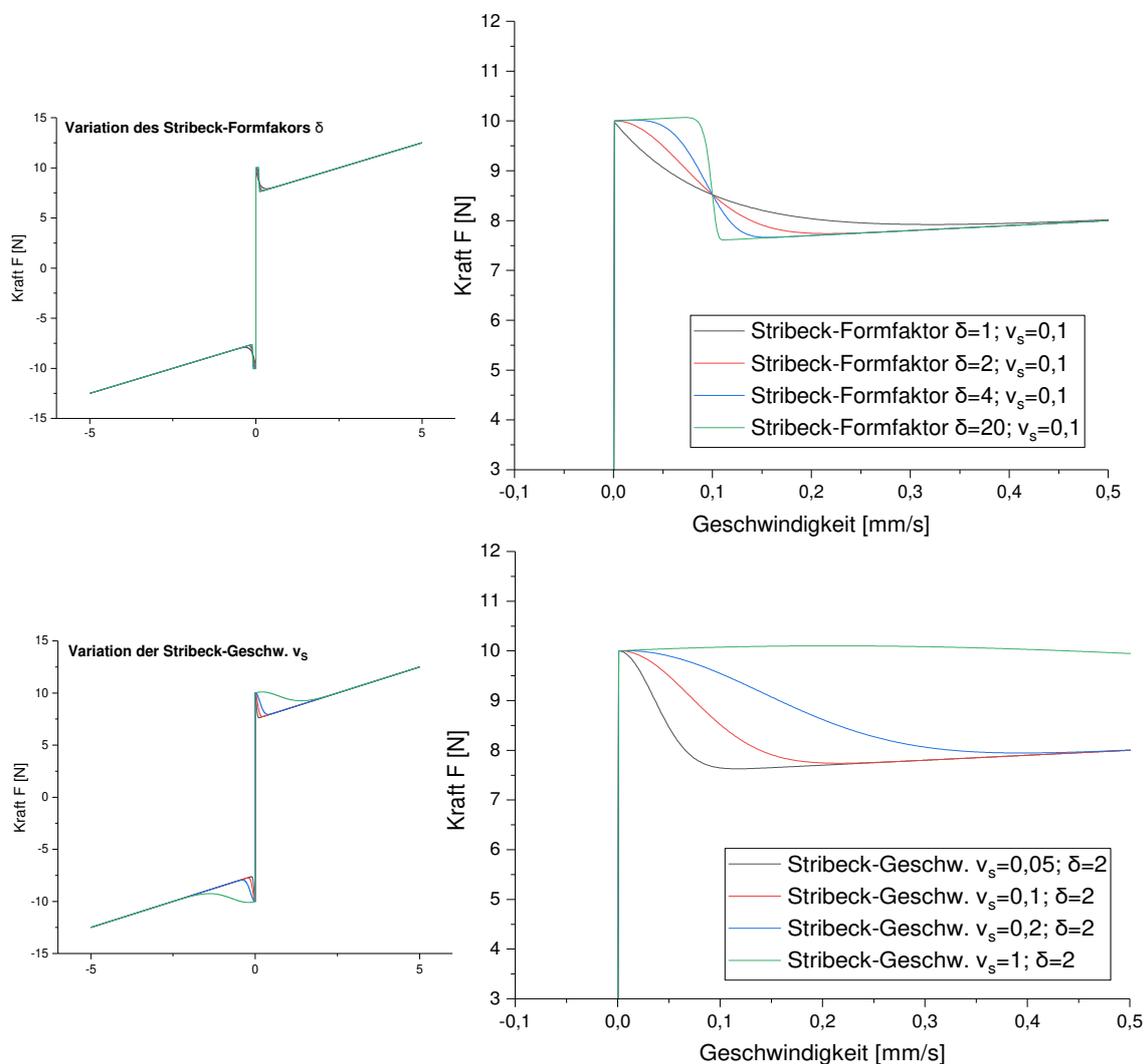


Abbildung 2-22: Kennlinie des Stribeck-Modells mit Variation des Stribeck-Formfaktors und Variation der Stribeck-Geschwindigkeit

Zusammenfassend liefert das statische Stribeck-Modell eine für viele Anwendungsfälle ausreichend genaue Beschreibung des Reibverhaltens unter quasistatischen Bedingungen. Im Fall von schnellen Änderungen der Relativgeschwindigkeit weist dieses

Modell jedoch Schwächen auf. Auch die bereits angesprochene Unstetigkeit der Null-Geschwindigkeit führen zu Schwierigkeiten in der Simulation dynamischer, schwingungsfähiger Systeme. Abhilfen für die auftretenden Diskontinuitäten sollen dynamische Reibmodelle liefern. Hierzu stellen die folgenden Abschnitte das Karnopp-Modell, als Überleitung zu den dynamischen Reibmodellen, sowie das dynamische LuGre-Modell vor.

Das Ziel dynamischer Reibmodelle liegt im Allgemeinen im Verständnis der Ursache-Wirkungs-Beziehung im Übergang zwischen dem Haften und dem Gleiten sowie der Problematik der Diskontinuität, um die Null-Geschwindigkeit zu erklären. Hierzu rücken Phänomene, welche mikroskopisch kleine Auslenkungen vor der eigentlichen Bewegung beschreiben, in der Darstellung dynamischer Modelle in den Vordergrund. Eine Unterscheidung der Begriffe Pre-Sliding- und Sliding-Regime haben sich im Laufe der Entwicklung dynamischer Reibung durchgesetzt. Im Sliding-Regime, vergleichbar mit den statischen Reibmodellen, versteht sich die Reibung als Funktion der Relativgeschwindigkeit. Demgegenüber wird mit der Einführung eines Pre-Sliding-Regimes der Übergang zwischen dem Haften und dem Gleiten, und somit die Reibung als Funktion des relativen Versatzes bzw. der Position, beschrieben. Im Zuge dieser Entwicklung führen aktuelle Veröffentlichungen drei charakteristische Merkmale auf: die Reibungshysterese im Pre-Sliding-Regime, das stationäre Reibungsverhalten beschrieben durch das Stribeck-Modell im Sliding-Regime und den Reibungsnachlauf (friction lag) im Übergangsverhalten. [Rude2012] Somit wird deutlich, dass sich Reibung bei ansteigender Relativgeschwindigkeit anders verhält als bei absinkender Geschwindigkeit. Aus diesen Merkmalen sind viele spezialisierte, als auch eine Reihe von allgemeinen Reibmodellen entstanden, die zur Beschreibung dynamischer Systeme eingesetzt werden können.

Ausgehend vom Stribeck-Modell soll an dieser Stelle zunächst das Karnopp-Modell, welches in der Literatur auch als Stribeck-Erweiterung bezeichnet wird, beschrieben werden. Der Ansatz des Karnopp-Modells besteht darin, das kennlinienbasierte Reibmodell mit dem Ziel der Rechenzeitverkürzung für kleine Schrittweiten im Bereich der Null-Geschwindigkeit zu korrigieren [Karn1985; Rao2012]. Hierzu werden nach [Stam2011] folgende zwei Punkte des Systems innerhalb des Reibvorgangs genauer betrachtet:

- Relativgeschwindigkeit zwischen den reibenden Kontaktflächen
- Summe der einwirkenden Kräfte auf den Massekörper

Der erste Lösungsansatz stellt die Einführung eines Geschwindigkeitsintervalls ε zur Beschreibung eines internen Zustands um die Null-Geschwindigkeit dar. Der Zustand des Systems kann sich innerhalb der vorgegebenen Grenzen ändern, wobei die Masse bei makroskopischer Betrachtung im Stillstand bleibt. Die Wahl des richtigen Intervalls spielt eine wesentliche Rolle für die spätere numerische Simulation. Je größer das Intervall ε gewählt wird, desto unempfindlicher ist die Simulation gegenüber der beschriebenen Diskontinuität um die Null-Geschwindigkeit. Das Intervall sollte jedoch auch nicht zu groß gewählt werden, um den Anwendungsfall realitätsnah abbilden zu

können. Die Abbildung 2-23 zeigt das Karnopp-Modell mit Einführung eines Geschwindigkeitsintervalls ε und das erweiterte Karnopp-Modell, welches eine stetige Reibkennlinie durch die Null-Geschwindigkeit aufweist. [Rao2012] Durch diese Erweiterung würde der Haftzustand im Modell entfallen. Die Implementierung des Karnopp-Modells erfolgt jedoch in der vorliegenden Simulation durch Zustandsabfragen nach [HoQu2014].

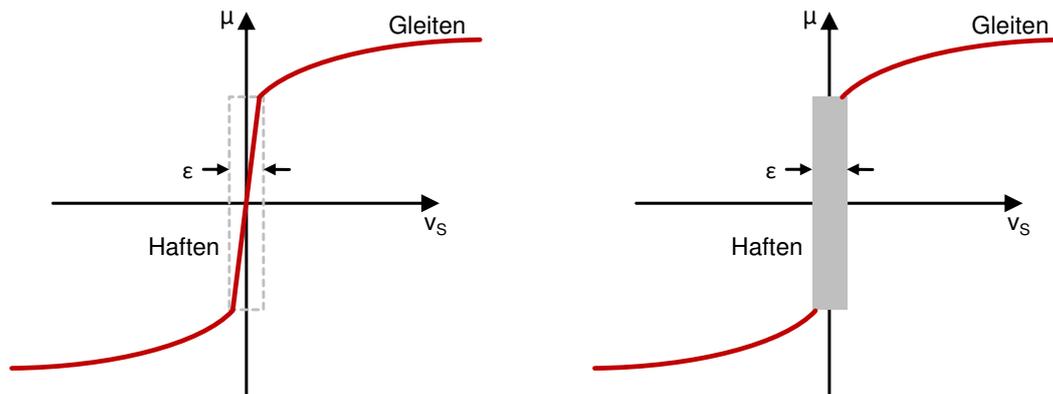


Abbildung 2-23: Karnopp Modell und modifiziertes Karnopp-Modell nach [Rao2012]

Die Zustandsabfrage wird nach [HoQu2014] durch folgenden Ausdruck beschrieben:

$$F = \begin{cases} F_{ext} & , v_{rel} = 0 \text{ und } |F_{ext}| < F_S \\ \text{sign}(F_{ext}) \cdot F_C & , v_{rel} = 0 \text{ und } |F_{ext}| \geq F_S \\ \text{sign}(v_{rel}) \cdot \left[F_C + (F_S - F_C) \cdot \exp\left(-\left|\frac{v_{rel}}{v_S}\right|^\delta\right)\right] & , v_{rel} \neq 0 \end{cases} \quad (2.16)$$

Ist hierbei die Relativgeschwindigkeit des Systems $v_{rel} = 0$ und der Betrag der Summe der einwirkenden Kräfte kleiner als die Haftkraft, $|F_{ext}| < F_S$, folgt, dass die Reibkraft F gleich der externen Kraft F_{ext} ist. Dieser Zustand stellt den Haftzustand innerhalb der Zustandsabfrage dar. Für den Fall, dass der Betrag der externen Kräfte größer bzw. gleich der Haftkraft ist und gleichzeitig $v_{rel} = 0$, dann wird die Signum-Funktion der externen Kräfte mit der Kraft F_C multipliziert, sodass sich für die Reibkraft der Ausdruck $F = \text{sign}(F_{ext}) \cdot F_C$ ergibt. Diese Annahme beschreibt den Moment, in dem der Haftzustand verlassen wird und das Gleiten beginnt. Die letzte Zustandsabfrage definiert die Reibkraft für den Fall $v_{rel} \neq 0$. Der implementierte Ausdruck ist der Formel (2.16) zu entnehmen. Somit liefert das Karnopp-Modell durch die Wahl einer kennlinienbasierten Zustandsabfrage eine Möglichkeit, um die Problematik der Null-Geschwindigkeit zu korrigieren. Dennoch zeigen praktische Erfahrungen, dass der Übergang zwischen dem Haft- und Gleitzustand und umgekehrt nie abrupt stattfindet. Somit müssen neue dynamische Modelle hinzugezogen werden, die in der Lage sind, neben der Beschreibung der Diskontinuität die Reibungshysterese und das Pre-Sliding-Regime infolge der lateralen Nachgiebigkeit des Reibkontaktes abzubilden [Rao2012].

Aus der Literatur bekannte dynamische Reibmodelle sind das Dahl-Modell, das LuGre-Modell und das Maxwell-Modell [Rude2012; LLZHZ2015; AILaSw2005]. Hierbei erlaubt das LuGre-Modell eine Modellierung von dynamischen Reibungseffekten mit geringem Modellierungs- und Rechenaufwand [Rao2012], sodass der folgende Abschnitt dieses dynamische Modell näher beschreibt.

Wie bereits dargestellt, sind die qualitativen Reibungsmechanismen gut verstanden. Folglich rücken auftretende, mikroskopische Oberflächenphänomene in den Fokus. Das LuGre-Modell basiert auf der Idee, dass das Kontaktverhalten der Oberflächen als viele elastische, kleine Borsten angesehen werden kann. Visualisiert zeigt die Abbildung 2-24 (links) das Borstensystem beider Oberflächenpartner. Unter der Annahme, dass die Borsten der oberen Kontaktoberfläche als ideal steif angenommen werden und die elastischen Borsten der unteren Oberfläche als einzelnes Feder-Dämpfer-System modelliert wird, ergibt sich unter einer externen, tangential wirkenden Kraft das mittlere Borstensystem von Abbildung 2-24. Alle unter Last stehenden Borsten erfahren die gleiche Deformation z , dessen Energie in den elastischen Borsten gespeichert wird. Deformationszustand und Relativgeschwindigkeit resultieren in einer Feder- und Dämpferkraft im System. [Rao2012] Nach [HoQu2014] wird eine weitere Modifikation vorgenommen, welche alle kleinen Borsten als nur eine große Borste beschreibt. Diese stellt den aggregierten Zustand aller Federn und Dämpfer dar. Gleichzeitig wird die Deformation als interner Zustand des dynamischen Systems bezeichnet.

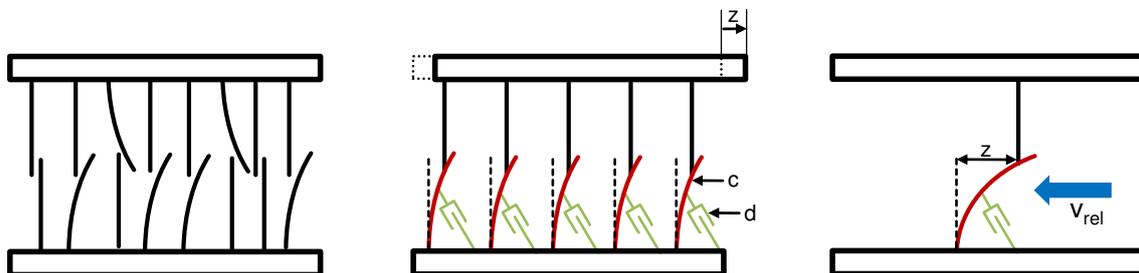


Abbildung 2-24: elastische Borsten zur Beschreibung des LuGre-Modell nach [Rao2012; HoQu2014; KIGrBä2018]

Mit Einführung des internen Zustands bzw. der Deformationsvariable z lässt sich zum einen durch die Deformation und Dämpfung der elastischen Borsten, und zum anderen durch die viskose Dämpfung des Schmierfilms die Reibkraft nach dem LuGre-Modell als

$$F_{LuGre} = \sigma_o \cdot z + \sigma_1(v) \cdot \dot{z} + \sigma_2(v) \quad (2.17)$$

$$\frac{dz}{dt} = \dot{z} = v - \frac{|v|}{g(v)} z \quad (2.18)$$

definieren.

Die Funktion $g(v)$ steuert hierbei den Übergang zwischen Coulomb- zur Haftreibung und wird nach [CaOlAsLi1995] als

$$g(v) = \frac{1}{\sigma_o} \cdot F_c + (F_s - F_c) \cdot \exp\left(-\left(\frac{v_{rel}}{v_s}\right)^2\right) \quad (2.19)$$

gewählt.

Der Parameter σ_o stellt die Steifigkeit der Borste dar und ist nach [KrKe2013] vorzugsweise aus dem Intervall $[10^2, 10^5] [N/m]$ zu wählen. Dagegen beschreibt σ_1 die Dämpfung der Borste und wird im Allgemeinen als

$$\sigma_1(v) = \sigma_1 \exp\left(\frac{v_{rel}}{v_d}\right)^2 \quad (2.20)$$

definiert [KrKe2013]. Der Streuparameter v_d bestimmt den Wirkungsbereich der Dämpfung in Abhängigkeit von der Relativgeschwindigkeit. Es beschränkt das Intervall um $v = 0$, für das die Dämpfung aktiv ist. Bei Betrachtung des Dämpfungsterms von Gleichung (2.20) lässt sich erkennen, dass dieser für den Fall $v_{rel} \gg v_d$ verschwindet. Im Fall kleiner Relativgeschwindigkeiten nähert sich die Reibungskraft der Haftreibung durch die Funktion $g(v)$ an. Hierbei ist zu beachten, dass die Dämpfung auf einen zur Steifigkeit der Borste passenden Wert einzustellen ist. [CaOlAsLi1995] empfiehlt eine kritische Dämpfungseinstellung von ξ nach

$$\sigma_1 = 2 \cdot \sqrt{\sigma_o m} \quad (2.21)$$

bzw.

$$\xi = \frac{\sigma_o}{2 \cdot \sqrt{\sigma_o m}} \quad (2.21)$$

Wird die Dämpfung zu niedrig gewählt, schwingt das System zu sehr nach; dagegen weist eine zu groß gewählte Dämpfung den Hang zum Kriechen auf. Der Parameter $\sigma_2(v)$ charakterisiert den viskosen Anteil der Reibung, welcher in [CaOlAsLi1995] als konstanter Wert von $0,4 Ns/m$ angegeben wird. Abschließend zeigt die folgende Abbildung 2-25 das Übergangsverhalten dynamischer Reibung unter Variation der Borstensteifigkeit σ_o in den Intervallgrenzen nach [KrKe2013]. Im Vergleich statischer Reibmodelle weist das dynamische LuGre-Modell eine Hysterese auf. Dieses Verhalten bedeutet, dass die Reibkraft von der Bewegungsrichtung und demnach von der aktuellen Auslenkungsrichtung der Borste abhängt [KrKe2013]. Im speziell simulierten Fall zeigt sich durch einen größeren Steifigkeitsparameter σ_o ein Zusammenrücken

der Hysterese. Dies hat wiederum einen schnelleren Anstieg der Reibungskurve zur Folge. Resultierend kommt es zu einer Reduzierung des Reibungsnachlaufs (friction lag), welcher einen signifikanten Effekt beim Wechsel der Relativbeschleunigung darstellt. Darüber hinaus ist eine Reibkraftüberhöhung für den Fall einer positiven, als auch negativen Relativgeschwindigkeit zu beobachten.

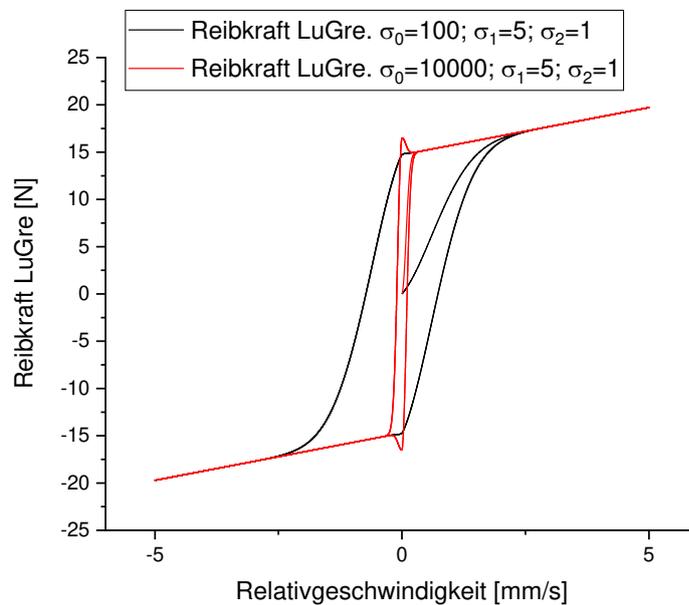


Abbildung 2-25: LuGre Hysterese bei Variation der Bostensteifigkeit σ_o

2.3.3 Vergleich statischer und dynamischer Reibmodelle am Modellbeispiel

Die weitere Untersuchung der statischen und dynamischen Reibmodelle soll im Folgenden an einem vereinfachten Modellbeispiel im Detail vorgestellt werden. Zur Beschreibung des Stick-Slip-Phänomens sind in der Literatur zwei bekannte Systeme zu finden.

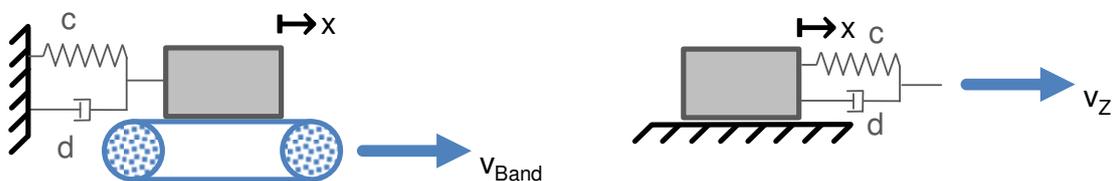


Abbildung 2-26: Systeme mit Stick-Slip-Verhalten zur Beschreibung von Reibmodellen

Das erste System beschreibt einen Massekörper mit der Masse m , welcher auf einem Band positioniert ist. Gleichzeitig ist dieser Massekörper durch eine Feder-Dämpfer-Kombination an einer Wand fixiert. Zum Zeitpunkt $t = 0 \text{ s}$ befindet sich das Band im Stillstand. Bei $t > 0 \text{ s}$ weist das Band sprunghaft die konstante Geschwindigkeit v_{Band} auf. Infolgedessen kommt es zu einer Änderung der Ruhelage des Massekörpers.

Beim zweiten System wird der Massekörper über einen Untergrund gezogen. In diesem Fall greift zum Zeitpunkt $t > 0$ s eine konstante Geschwindigkeit v_Z an der Feder-Dämpfer-Kombination an. Beide Systeme sind in Abbildung 2-26 dargestellt.

Der Fokus der folgenden Modellbetrachtung liegt auf dem ersten System (Abbildung 2-28 (links)), da hierbei eine Untersuchung der Massekörperposition um eine stationäre Lageposition möglich ist. Im zweiten System würde sich eine treppenförmige Bewegung der Masse in Richtung der angreifenden Geschwindigkeit ergeben. Auf das Stick-Slip-Verhalten und somit auf die Beschreibung der Reibmodelle hat die Wahl des Systems jedoch keinen Einfluss. Die Bewegung des Massekörpers des ersten Systems ist durch folgende Differentialgleichung beschrieben:

$$m\ddot{x}(t) + F_d(t) + F_c(t) + F_{Reib}(t) = 0 \quad (2.22)$$

bzw.

$$m\ddot{x}(t) + d\dot{x}(t) + cx(t) + F_{Reib}(t) = 0 \quad (2.23)$$

$F_c(t)$ und $F_d(t)$ stellen die Kräfte der Feder-Dämpfer-Kombination dar. Die Geschwindigkeit des Bandes v_{Band} wird zur Berechnung der Relativgeschwindigkeit v_{rel} herangezogen. Die Wirkrichtung beider Kräfte ist analog der Reibkraft $F_{Reib}(t)$ entgegen der positiven Koordinatenrichtung. Zur Lösung und Simulation dieses Modellbeispiels dient die Simulationssoftware MATLAB®/Simulink. Bei der in Formel (2.23) dargestellten Differentialgleichung handelt es sich auf den ersten Blick um eine gewöhnliche lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung. Allgemein lassen sich lineare Systeme aufgrund der in MATLAB®/Simulink verwendeten Lösungsverfahren („Solver“) weitgehend problemlos simulieren, da diese gut konvergieren. Bei näherer Betrachtung liegt die Problematik jedoch in der Implementierung der Reibkraft. Die Unstetigkeiten und die dynamische Eigenschaften führen zu Problemen in der Simulation. In diesen Fällen stoßen Solver mit variabler Schrittweite an ihre Grenzen und es wird eine Umstellung auf fixe Solver mit sehr kleinen Schrittweiten notwendig. Die Abbildung 2-27 zeigt den übergeordneten Aufbau der Simulation und die Ergebnisse für die resultierende Position der untersuchten Reibmodelle. Die grundlegende Idee liegt hierbei in der parallelen Simulation des Modellbeispiels für folgende Reibmodelle:

- Coulomb
- Viskos
- Stribeck
- Karnopp
- LuGre

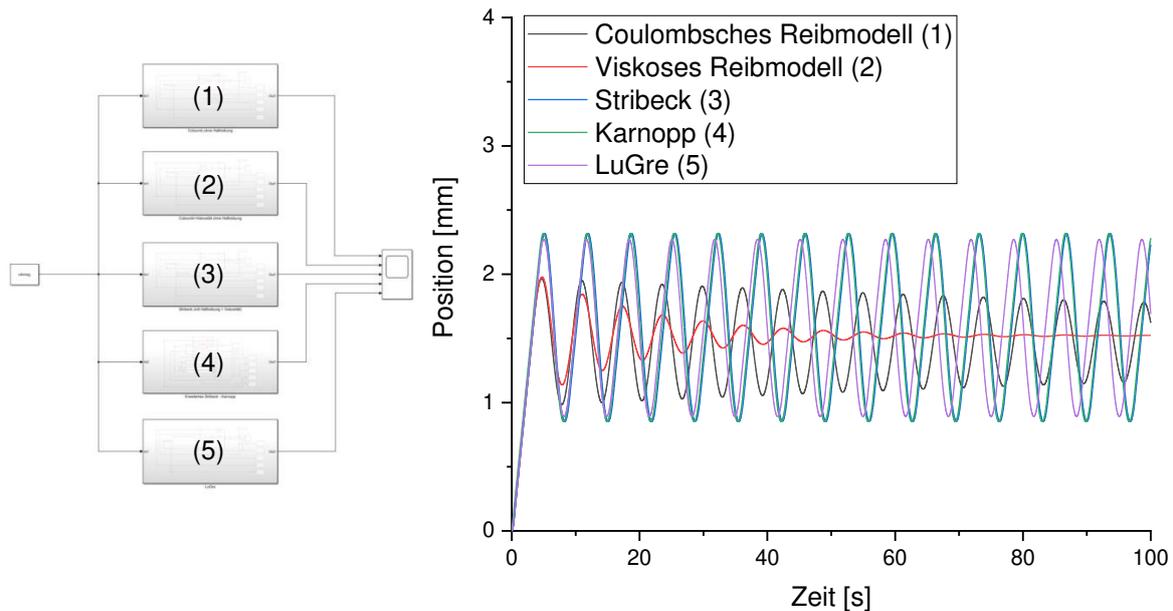


Abbildung 2-27: Aufbau MATLAB/Simulink Simulation und Positionsanalyse

Als Eingangsgröße wird die konstante Bandgeschwindigkeit v_{Band} implementiert, die in jede einzelne Simulation geführt wird. Der rechts dargestellte Scope dient zur direkten Visualisierung der Position, also der Variablen x in Simulink selbst. Die Masse des Körpers, Feder- und Dämpferkonstanten sowie Modellparameter der unterschiedlichen Reibmodelle werden separat im MATLAB®-Skript eingebunden und über den Workspace in Simulink übergeben. Dies lässt eine leichtere globale Änderung der Variablen zu. Innerhalb jeder Simulation wird die Bandgeschwindigkeit von der Ist-Geschwindigkeit des Massekörpers abgezogen und geht als Relativgeschwindigkeit in die Berechnung der Reibmodelle ein. Zum weiteren Verständnis werden neben der Position und der Relativgeschwindigkeit die resultierende Reibkraft sowie die beiden Rückstellkräfte der Feder-Dämpfer-Kombination als Werte aus jeder Einzelsimulation in den Workspace eingetragen, wodurch in der späteren Analyse eine geeignete Darstellung erzielt werden kann. Die Analyse der dargestellten Positionen der unterschiedlichen Reibmodelle in Abbildung 2-27 zeigt auf den ersten Blick ähnliche Verläufe. Zum Zeitpunkt $t_0 = 0 \text{ s}$ beginnt die Simulation und das Band bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit v_{Band} . In Folge dessen bewegt sich der Massekörper in positive Koordinatenrichtung und führt zu einem Anstieg der Kurve. Ohne bereits an dieser Stelle auf die Kräfteverhältnisse im Detail einzugehen, lässt sich im Allgemeinen sagen, dass zu Beginn der Bewegung die Haftkraft zwischen Massekörper und Bandoberfläche größer ist als die Rückstellkräfte der Feder-Dämpfer-Kombination. Im weiteren Verlauf steigen die Rückstellkräfte an und überwinden nach einer gewissen Zeit die Haftkraft, was dazu führt, dass der Massekörper in die negative Koordinatenrichtung zurück gleitet. Dies hat wiederum eine Entspannung der Feder zur Folge und führt zu einer erneuten Haftphase. Diese Zustände wiederholen sich und die Simulation führt zu einer erkennbaren Schwingung. Die Schwingungsweite bezüglich der Masseposition ist innerhalb jedem Reibmodell mit Ausnahme des viskosen Modells konstant. Zu Beginn

der Simulation ist der Verlauf des Coulombschen und viskosen Reibmodells identisch. Mit zunehmenden Schwingungen führt das viskose Modell zu einem stationären Positionszustand. Der Grund hierfür liegt in dem zusätzlichen viskosen Anteil nach Formel (2.12). Mit Einführung der Unterscheidung zwischen Haft- und Gleitkraft resultiert der Verlauf nach Stribeck. Relativ ähnliche Verläufe weisen die Simulationsergebnisse nach Karnopp und LuGre auf. Dennoch liegen hierbei Unterschiede vor, die im Folgenden durch die zusätzliche Analyse der einzelnen Kräfte beschrieben werden.

Die Abbildung 2-28 zeigt die Simulationsergebnisse am Modellbeispiel nach Stribeck. Neben der bereits dargestellten Positionskennlinie beinhaltet die Abbildung die Graphen der Feder-, Dämpfer- und Reibkraft sowie die Relativgeschwindigkeit. Ein direkter Vergleich der Feder- und Dämpferkraft zeigt, dass die Dämpferkraft eine untergeordnete Rolle besitzt. Grund hierfür liegt in der direkten Geschwindigkeitsabhängigkeit. Die Federkraft stellt somit den größeren Einfluss dar und die Abhängigkeit zur Position lässt sich direkt erkennen. Die Haftphasen sind aus der Relativgeschwindigkeit $\dot{x}(t) - v_{Band} = 0$ ersichtlich und führen zu Reibkraftschwankungen zwischen $\pm F_H$. Diese Schwankungen stellen jedoch genau die Problematik des Stribeck-Modells dar. In der vergrößerten Darstellung sind diese Unstetigkeiten mit Bezug zur Relativgeschwindigkeit noch deutlicher ersichtlich.

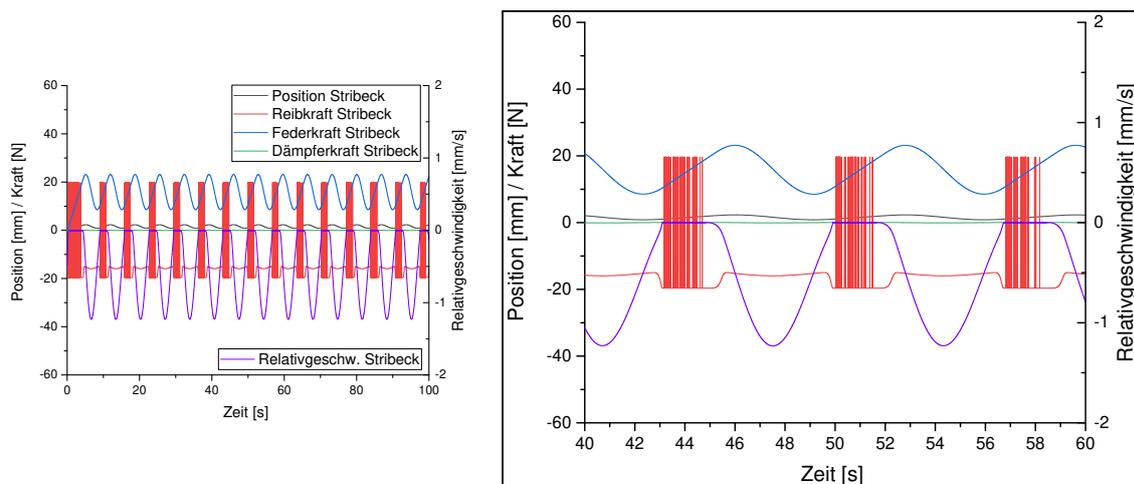


Abbildung 2-28: Analyse der Simulationsergebnisse am Modellbeispiel nach Stribeck

Die folgende Abbildung 2-29 zeigt die Analyse der Simulationsergebnisse am Modellbeispiel nach Karnopp und LuGre im Vergleich. Die grafische Auswertung zeigt für beide Reibmodelle sowohl für die resultierende Positionskennlinie, als auch für die untersuchten Kräfte ähnliche Verläufe. Die Unstetigkeit, die im vorherigen Stribeck-Modell zu Problemen in der Reibkraft führte, konnte durch die Verwendung des Karnopp-, als auch des LuGre-Modells behoben werden. Die Reibkraft weist im Fall einer Relativgeschwindigkeit von Null lediglich einen Sprung auf.

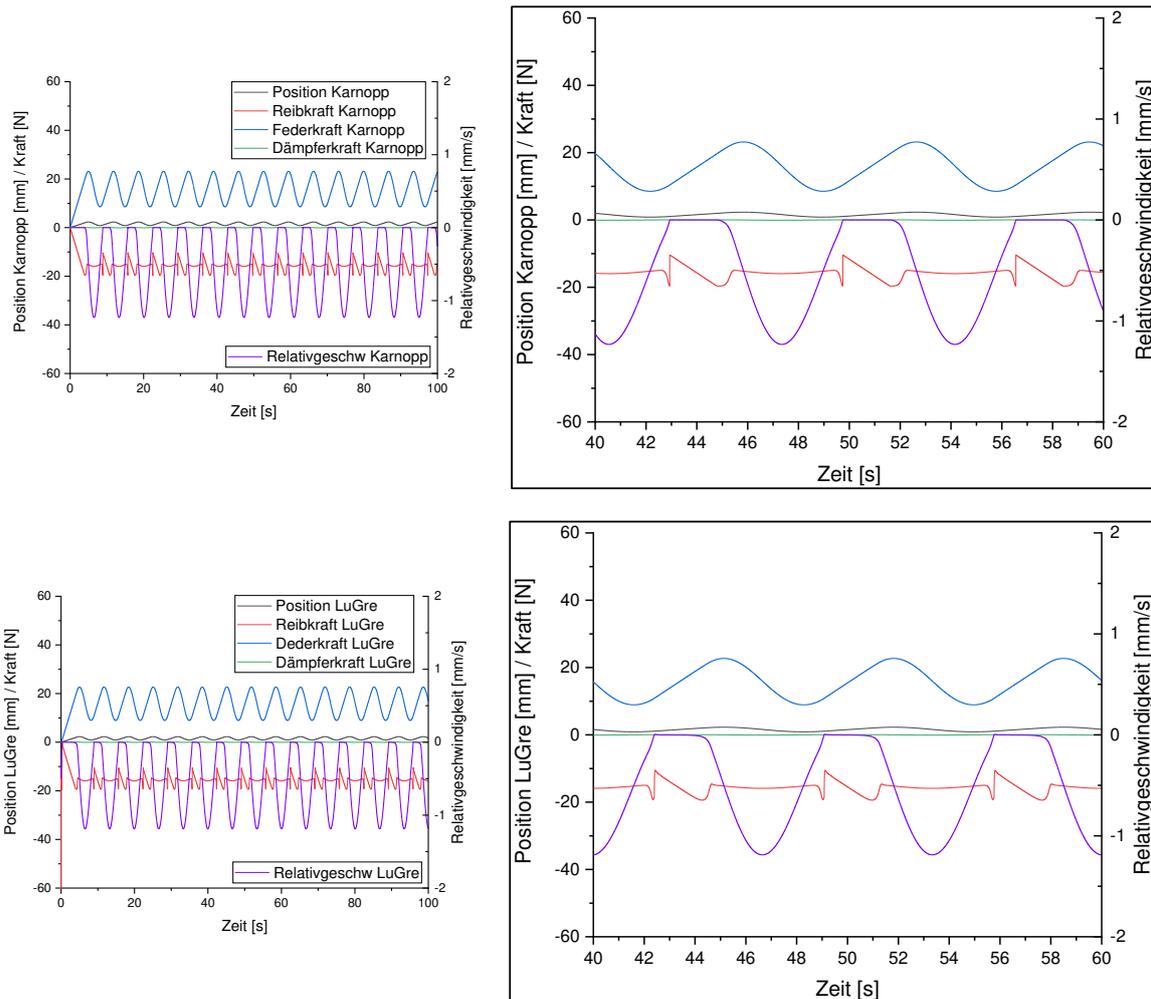


Abbildung 2-29: Analyse der Simulationsergebnisse am Modellbeispiel nach Karnopp und LuGre im Vergleich

2.4 Dynamisches Prozessverhalten in der Fertigungstechnik

Die vorherigen Unterkapitel beschreiben neben der Bedeutung des Honverfahrens die dazugehörigen Grundlagen wie beispielsweise die Prozesskinematik oder die Darstellung unterschiedlicher Vorrichtungskonzepte. Das Kapitel Grundlagen zur Modellierung von Reibung beinhaltet die Einführung von Reibungsmodellen anhand von theoretischen Modellgleichungen, als auch die Anwendung an einem vereinfachten Beispiel mit Bezug zur späteren Modellierung der Freiheitsgrade einer kardanischen Vorrichtung. Der Abschluss von Kapitel 2 soll dieses Unterkapitel darstellen. Der Fokus liegt hierbei auf der Beschreibung von dynamischen Untersuchungen in der Fertigungstechnik im allgemeinen Sinne.

Das Thema dynamisches Prozessverhalten in der Fertigungstechnik ist ein wichtiger Bestandteil aktueller Forschungsarbeiten. Ausgehend von der Betrachtung einer Werkzeugmaschine übt das dynamische Verhalten einen wesentlichen Einfluss auf die Stabilität, die Funktionalität und somit auf die Leistungsfähigkeit aus [ScSm2009;

Schw2015; Hass2019]. Dynamische Belastungen regen Schwingungen an, die die Zerspanleistung und somit die Qualität maßgeblich negativ beeinflussen. Ungünstige Schnittbedingungen führen zu einem instabilen Prozess und es entstehen sogenannte Ratterschwingungen, die neben Qualitätsproblemen zu erhöhtem Verschleiß von Maschinenkomponenten führen [Hirs2016]. Unterschiedliche Arbeiten auf diesem Themengebiet beschäftigen sich mit der Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen und deren Prognosefähigkeit [Schw2015; Sied2008]. Thematisch eng verbunden stellt hierbei auch die Verbesserung von Werkzeugmaschinen durch den Einsatz von aktiven Zusatzsystemen zur Schwingungsreduktion oder die Verwendung verstellbarer Werkzeughalter dar [Waib2013; HeGr1980]. Reduziert man den Einsatz von Werkzeugmaschinen auf die großen Fertigungsbereiche Drehen, Fräsen und Schleifen stellt man fest, dass auf diesen Gebieten weitere Untersuchungen zur Beschreibung und Simulation von dynamischen Prozessen durchgeführt wurden. [Surm2017] beschäftigte sich mit der Simulation der Dynamik von Dreh- und Fräsprozessen. Ausgehend vom Verständnis der auftretenden Zerspankräfte und den resultierenden dynamischen Effekten liegt der Fokus der Arbeit von [Surm2017] auf der Berechnung von Stabilitätsdiagrammen für das Drehen und Fräsen, sodass die Berechnung von Werkzeugschwingungen ermöglicht wird. [Nieh2016] beschreibt dagegen in seinen Forschungsarbeiten die Identifikation linearer Dämpfungsmodelle für Werkzeugmaschinenstrukturen. Zur Herstellung von Mikrobauanteilen und -komponenten besitzt das spanende Fertigungsverfahren Mikrofräsen ein hohes wirtschaftliches Potential. Auftretende Schwingungen in Form von Ratterschwingungen und Verformungen des rotierenden Fräswerkzeuges führen zu Genauigkeitsverlusten am zu fertigenden Bauteil und somit zu Problemen bezüglich der Prozesssicherheit. Analog zu dieser Arbeit stellt die Untersuchung der Prozessdynamik die Zielsetzung auf dem Gebiet der Fräsbearbeitung einiger Arbeiten dar. [Mahr2015] entwickelt ein parametrierbares Simulationsmodell, welches der Prozessoptimierung bezüglich der Steigerung des Zeitspannungsvolumens und der Erhöhung der erreichbaren Genauigkeit dient. Es werden Teilmodelle im Zeitbereich zur Berechnung der Zerspankräfte aufgeführt und zu einem Gesamtmodell gekoppelt. Im Rahmen der Dissertation von [Basch2012] stellt die Untersuchung der Prozessdynamik die Basis zur Erstellung von Stabilitätskarten dar. Mithilfe dieser Karten sollen kritische Eingriffssituationen identifiziert und gegebenenfalls Anpassungen bezüglich der eingestellten Schnittparameter durchgeführt werden können. Ein Modellansatz zur Beschreibung des Maschinenteilsystems Spindel-Spannzange-Werkzeug mit Betrachtung eines gedämpften harmonischen Oszillators inklusive drehzahlabhängigen Modellparametern stellt hierfür die Berechnungsgrundlage dar. Im Bereich der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung soll die Untersuchung der Prozessdynamik der Vorhersage der Prozessstabilität bei Erhöhung der Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeiten dienen. Hierdurch ist eine Steigerung der Produktivität und somit der Wirtschaftlichkeit erzielbar. [Kalv2005] beschreibt diese optimierte Prozessauslegung als notwendige Voraussetzung zur Gewährleistung einer stabilen und ratterfreien Bearbeitung. Gleichzeitig wird die Bedeutung des nutzbaren Leistungsbereichs einer Werkzeugmaschine durch das dynamische Prozessverhalten vor dem Hintergrund der Prozessauslegung diskutiert. Auf dem Gebiet der Schleifbearbeitung mit Bezug zur Prozessdynamik beinhalten aktuelle Forschungsarbeiten die Erkennung

und Überwachung von Ratterschwingungen und Unwuchten [Baur2014; Payr2013; KBGGG2001]. [Jaco2012] zeigt durch den Einsatz von Körperschallsensorik die Möglichkeit der aktiven Unwuchtkompensation beim Außenrundscheifen auf. Durch den Ansatz der Ortsfrequenztransformation der Körperschallsignale mit Vergleich von Prozesskraftsignalen erfolgt eine Analyse der Dynamik und somit eine prozesswirksame Stabilitätsverbesserung. Auf Basis eines neu entwickelten Regelkreises und dem Einsatz von bis zu 40% dünneren Trennschleifschreiben im Vergleich zu industrieüblichen Scheiben zeigt [Asti2014] die Bedeutung der Überwachung der Prozessdynamik zur Steigerung der Prozesssicherheit beim Trennschleifen auf. Durch die gewonnenen Kenntnisse über das Schwingungsverhalten der Trennschleifscheibe konnte die Bearbeitungsqualität von Hartgestein ganzheitlich verbessert werden. Die aufgeführten Beispiele zeigen die Relevanz der Prozessdynamik in der Fertigungstechnik hinsichtlich der Verbesserung von Qualitätsmerkmalen, als auch der Optimierung von Maschinenkennwerten. Das folgende Kapitel 3 beinhaltet die Überleitung dieser Thematik auf den Honprozess und zeigt gleichzeitig den Aufbau der anschließenden Kapitel zum besseren Verständnis.

3 Konzept zur Beschreibung der Prozessdynamik

Die industrielle Zielsetzung des Bearbeitungsprozesses Honen verfolgt die Erreichung von vorgegebenen Qualitätsanforderungen durch Variation von typischen Prozessparametern wie Drehzahlen, Geschwindigkeiten und Zustellwerten. Da der Honprozess, wie auch andere trennende Verfahren, einen Prozess mit unzähligen Wechselwirkungen von Eingangs-, System- und Ausgangsgrößen darstellt, stützt sich der Honprozess oftmals auf Erfahrungswerte und auf eine aufwendige heuristische Iterationen bis zum Erreichen eines stabilen Prozesses. Das Honen, als letzter Schritt in der Prozesskette, verbunden mit der Forderung nach hoher Produktflexibilität und Teilediversifikation sowie einer Abnahme der Produktlebenszeit und Lieferzeiten, erfordert die Notwendigkeit nach einem Konzept zur idealen Prozessdynamik des Werkzeug-Vorrichtung-Systems.

Vorherige Arbeiten beschreiben Zustellmechanismen durch Modellierung von Kräften im und am Werkzeugsystem [Schm2015; Moos2015]. Komplementiert werden diese Arbeiten von experimentellen Untersuchungen des weg- und kraftgeführten Honens. Aufbauend hierauf soll die vorliegende Arbeit die Bedeutung der kardanischen Vorrichtung zur Sicherung der geforderten gleichachsigen Bearbeitung in den Fokus setzen. Hierbei soll die Systemgrenze zwischen Werkzeug- und Vorrichtungssystem definiert werden. Diese Grenze dient gleichzeitig als Basis für die Beschreibung der Prozessdynamik innerhalb des Vorrichtungssystems.

Der verwendete Ansatz sieht daher vor, das Bewegungs- und Übertragungsverhalten der kardanischen Vorrichtung zur Erstellung eines Modellierungsansatzes zu nutzen. Hierbei werden die physikalischen Ersatzmodelle in die Beschreibung der translatorischen und der angularen Ausgleichbewegungen aufgeteilt. Die Einbindung der in Kapitel 2.3 beschriebenen Reibmodelle komplementieren die physikalischen Ersatzmodelle. Der Aufbau einer Simulation auf Basis der Modellbildung lässt eine gesonderte Analyse der Prozessparameter zu. Parallel hierzu sollen Parameterstudien unterschiedlicher Reibmodelle durchgeführt werden, um die Simulationsgrenzen für die statische und dynamische Betrachtung zu charakterisieren. Die Modellbetrachtung lässt sich somit in die vier folgenden Arbeitsschritte einteilen:

- Erstellung eines Ersatzmodells
- Aufstellen der Funktionsbeziehungen mit Einbindung der statischen und dynamischen Reibmodelle
- Ermittlung der Modellparametern auf Basis von theoretischen und experimentellen Grundlagen
- Modellabgleich der Funktionsbeziehungen

Neben dem simulativen Modellansatz sollen ebenfalls experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden. Hierzu werden zunächst mithilfe eines hochauflösenden und hochdynamischen Kamerasystems die Bewegungsgrenzen der kardanischen Freiheitsgrade in Form von Vorversuchen ermittelt. Die hieraus resultierenden Erkennt-

nisse dienen als Grundlage für die Kardanikkonstruktion. Des Weiteren soll die vorhandene Messtechnik so eingebunden werden, dass eine synchrone Auswertung aller Signale gewährleistet ist. Zu dem bestehenden System gehören neben der Werkzeugposition das auftretende Moment sowie die Konus- und Axialkraft. Durch die Verwendung von speziellen Wirbelstromsensoren sollen final die vier Freiheitsgrade analysiert werden. Hierbei soll eine separate Analyse der translatorischen und angularen Bewegungen möglich sein. Die Ursachen, die zu Verschiebungen und Verkippungen in der kardanischen Vorrichtung führen, werden in Kapitel 4.1.3 beschrieben. Die Abbildung 3-1 beschreibt die schematische Struktur der folgenden Kapitel 4 bis 8 unter Berücksichtigung einiger Grundannahmen, die im Folgenden unteren Abschnitt beschrieben werden.

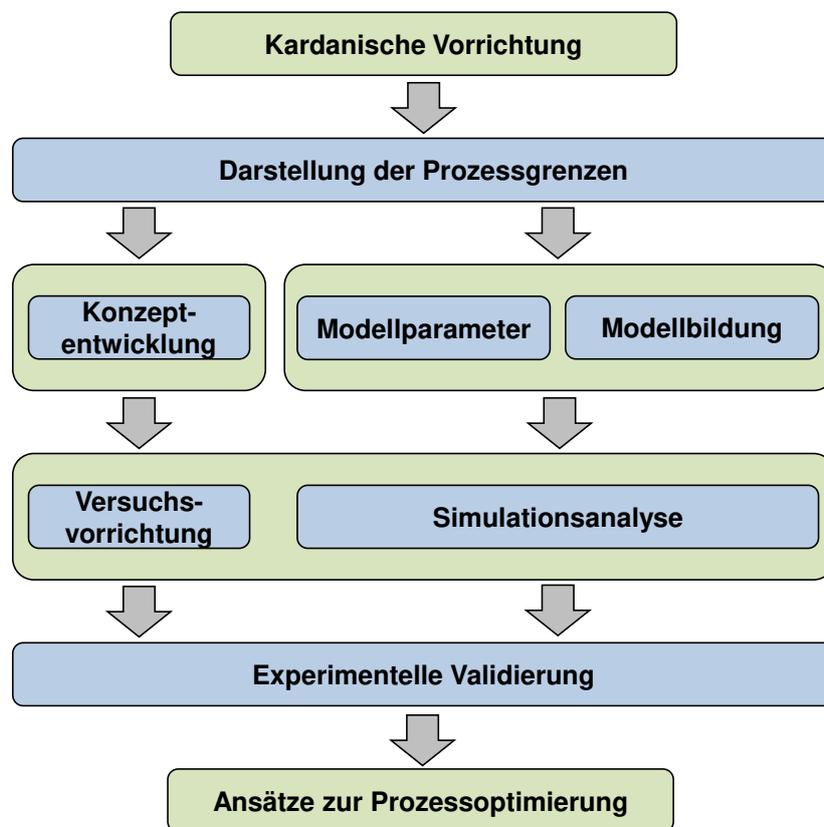


Abbildung 3-1: Vorgehensweise der Modellbildung

Die Systemgrenze der Untersuchungen bezieht sich auf die kardanische Vorrichtung, welche durch eine Rotations- und Oszillationsbewegung angeregt wird. Das Honwerkzeug mit Hon- und Führungsleisten bildet die Schnittstelle zum Bauteil und somit zur kardanischen Vorrichtung. Es soll angenommen werden, dass die Kraftverhältnisse am Honwerkzeug selbst durch die Geometrieordnung der Leisten als ausgeglichen anzusehen ist. Die gleichachsige Bearbeitung, also die Werkzeugausrichtung zum Bauteil, soll innerhalb der Modellbildung als ideal angesehen werden. Dies bedeutet, dass die Honleiste orthogonal zur Bohrungswand ausgerichtet ist. Zusätzlich werden alle Übertragungselemente als ideal steif betrachtet oder Steifigkeiten werden an entsprechender Stelle durch die Verwendung mechanischer Ersatzelemente beschrie-

ben. Verschleißmechanismen an der Honleiste und den Übertragungselementen werden ebenfalls nicht berücksichtigt. Des Weiteren wird durch die Unterscheidung der Ausgleichbewegungen bezüglich Verschiebung bzw. Verkippung die Forderung nach einer Gleichbedeutung von Gleit- und Rollreibung vorausgesetzt. Dies hat zur Folge, dass die untersuchten Reibmodelle für beide Fälle in der Grundstruktur Anwendung finden. Entsprechende Anpassungen und Änderung von Eingangs- und Ausgangsvariablen werden hierbei im Kapitel der Simulationsbeschreibung 6.2 näher erläutert.

4 Untersuchungen zur Prozessdynamik im Honprozess

4.1 Versuchsmethoden

4.1.1 Honmaschine und Messtechnik

Die verwendete Honmaschine ist von dem Maschinenhersteller KADIA Produktion GmbH + Co. aus Nürtingen (Deutschland). Die genaue Bezeichnung lautet LH30 / 300R mit der Maschinenummer 50 / 2070. Es handelt sich um eine einspindlige Vertikalhonmaschine, die Drehzahlen von 0 bis 5000 Umdrehungen pro Minute und Hubgeschwindigkeiten von maximal 50 m/min ermöglicht. Das angegebene maximale Zeitspanvolumen von $18 \text{ mm}^3/\text{s}$ lässt eine wirtschaftliche Bauteilbearbeitung von Klein- bis Großserien zu. Die folgende Abbildung 4-1 zeigt die Honmaschine mit der vorhandenen Messtechnik.

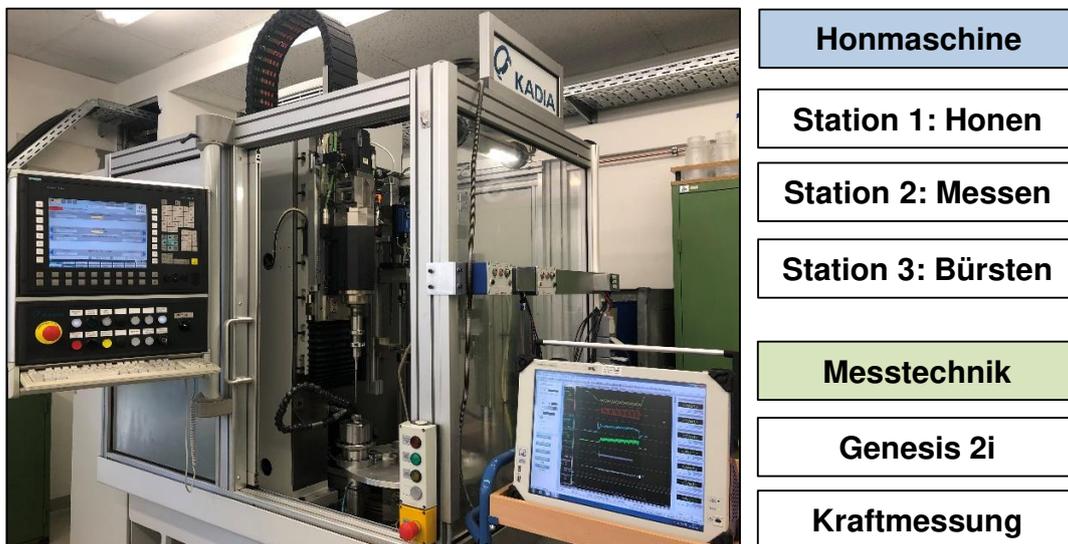


Abbildung 4-1: Vertikalhonmaschine der Firma KADIA mit vorhandener Messtechnik

Im Maschinenraum befindet sich der Rundtisch mit einer Werkstückaufnahme, der kardanischen Vorrichtung. Diese lässt sich durch Weitertakten auf vier verschiedene Positionen befördern. Station 1 bezeichnet die Honstation gefolgt von der pneumatischer Düsenmessstation (2), der Bürststation (3) und der Be- bzw. Entladestation (4). Die elektromechanische Schrittzustellung erfolgt über einen Servomotor. Zur Überprüfung der Konuskraft dient ein von der Firma Kistler verwendeter Kraftsensor, welcher oberhalb der Honspindel eingebaut ist (Quarzkristall-Messunterlagsscheibe Typ 9061A mit Ladungsverstärker). Hierdurch besteht die Möglichkeit eine weggeführte, kraftgeführte oder schnittdruckgeregelt Zustellung innerhalb des Honprozesses umzusetzen. Die pneumatische Düsenmessstation von der Firma Stotz ermöglicht die prozessnahe Untersuchung des gehonten Bauteildurchmessers. Durch das mehrmalige Messen auf verschiedenen Bauteilebenen lässt sich nicht nur eine Aussage über den erreichten Durchmesser erzielen, sondern auch über die Form der Bohrung. Idealerweise wird

eine zylindrische Form angestrebt. Im Fall von Form- und Maßfehler kann die Zustellung bzw. Hublage des Honwerkzeuges angepasst werden. Mit Variation der Hublage ist eine Korrektur der Bohrungsform in den Grenzen der Honleistenlänge möglich. Eine Veränderung der Zustellung ermöglicht ein Korrigieren des Bohrungsdurchmessers. Hierbei kann über den proportionalen Zusammenhang von Staudruck in der Leitung des pneumatischen Messsystems und dem ausströmenden Luftvolumen, das mit Abstand der Düse zur Bauteilwand variiert, die Spaltweite und somit der Durchmesser bestimmt werden. Optional kann nach dem Messvorgang eine mechanische Reinigung der Bauteile erfolgen. Auf der dritten Station, der Bürststation, findet mithilfe von Stahlbürsten ein Entgraten des Kreuzschliffes mit zusätzlicher Glättung der Oberfläche statt. Die letzte Station charakterisiert ein manuelles Be- und Entladen der kardanischen Vorrichtung. Die Kühlschmierstoffzufuhr beim Honprozess erfolgt in Form einer externen Überflutung der Bearbeitungsfläche oder optional über eine innere Zuführung durch den Werkzeugschaft. Die Verwendung des Kühlschmierstoffs beim Bürstprozess ist ebenfalls vorgerichtet.

Die Abbildung 4-1 zeigt neben dem Maschinenaufbau die extern installierte Messtechnik. Unterhalb der kardanischen Werkstückaufnahme ist eine externe Kraftmessplattform verbaut. Die Kraftmessplattform ist ein 4-Komponenten Dynamometer (Typ 9061A) der Firma Kistler und basiert auf dem piezoelektrischen Kraftmesssystem. Der Messbereich liegt für die Kraftmessung zwischen -5 bis 20 kN (axial) und für das aufgebrachte Drehmoment zwischen -200 bis 200 Nm . Die Signale der Messplattform werden an einen Ladungsverstärker vom Typ 5019A weitergegeben und verstärkt. Im Anschluss erfolgt eine Signalweiterleitung an das Genesis 2i von der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH. Bei den gehonten Bauteilen handelt es sich um zylindrische Versuchsbauteile mit einem Innendurchmesser von $7,98$ mm , einem Außendurchmesser von 25 mm und einer Länge von 50 mm . Die Werkstoffspezifikation ist ein Einsatzstahl 16MnCr5 (Werkstoffnummer 1.7131 nach DIN EN 10084), der hauptsächlich für verschleißbeanspruchte Bauteile verwendet wird. Die Bauteile sind einsatzgehärtet auf eine Rockwellhärte von HRC60 und einer Einsatzhärte tiefe von $0,4$ mm . Das Genesis 2i (GEN 2i) integriert einen PC sowie ein Datenerfassungs- (DAQ) und ein Transientenrekordersystem für High-Speed-Aufgaben. Das verwendete GEN 2i verfügt über acht parallele Kanäle, die Messraten bis zu 100 MS/s ermöglichen. Die vier aktuell belegten Kanäle sind die Hublage, die Axialkraft, die Konuskraft und das Moment.

4.1.2 Prozessgrenzen im Honprozess

Das folgende Kapitel dient zur Darstellung der Prozessgrenzen mit der gleichzeitigen Zielsetzung, die in Kapitel 4.1.1 beschriebene Honmaschine um die Dynamik der kardanischen Werkstückaufnahme zu erweitern und deren Ausgleichbewegungen zu analysieren. Die Umsetzung hierzu erfolgt mithilfe von zwei Hochgeschwindigkeitskameras, die die Bewegungen einer auf der kardanischen Vorrichtung positionierten Winkelkonstruktion aufnehmen. [KFMBKB2016] beschreibt die Untersuchungsmethodik durch die Darstellung des Versuchsaufbaus, gefolgt von statischen und dynamischen

Versuchen sowie deren Analyse. Neben dem Einsatz von zwei Hochgeschwindigkeitskameras wurde hierzu ein Aluminiumwinkel mit den Vorderseitenabmaßen von $50\text{ mm} \times 50\text{ mm}$ orthogonal zur Kardanachse der inneren Werkstückaufnahme am Bauteilhalter verschraubt. Des Weiteren wurde ein zufälliges Specklemuster zur Mustererkennung aus Kreidespray auf der Vorderseite des Aluminiumwinkels aufgebracht. Die Bilderfassung erfolgt über zwei baugleiche Hochgeschwindigkeitskameras mit der Typbezeichnung FastCam SA3 der Firma Photron, wodurch eine dreidimensionale Mustererkennung möglich ist. Der vollständige Versuchsaufbau ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

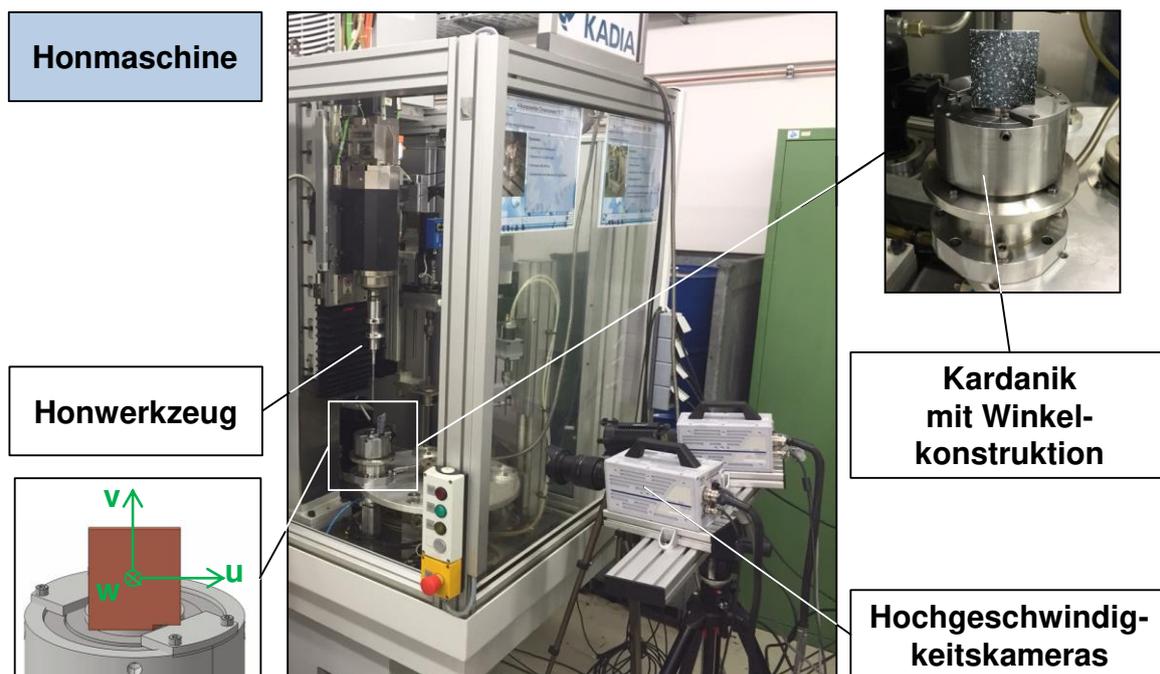


Abbildung 4-2: Versuchsaufbau mit Hochgeschwindigkeitskameras zur Bestimmung der Prozessgrenzen

Die Eckdaten der Highspeedkameras sind ergänzend in Tabelle 4-1 zusammengefasst. Die Grundidee stammt aus dem Fachgebiet der berührungslosen optischen Dehnungsmessung zur Charakterisierung von Materialeigenschaften in der Materialprüfung. Diese Untersuchungsmethodik wird nun im Zuge der Voruntersuchungen auf den speziellen Anwendungsfall der Untersuchung der Kinematik der kardanischen Werkstückaufnahme beim Honen übertragen.

Die theoretischen Grundlagen der optischen Versuche basieren auf der digitalen Bildkorrelation. Diese stellt eine Methode zur optischen Analyse der Ähnlichkeit zweier Bilder dar. Hierbei wird jedes Bild durch ein Gitter in kleinere Korrelationsfenster (Subsets), welche jeweils eine begrenzte Anzahl von Pixeln enthalten, unterteilt. Durch das aufgetragene Specklemuster lassen sich im nächsten Schritt unterschiedliche Graustufenprofile der einzelnen Subsets ermitteln. Mithilfe eines in der digitalen Bildkorrelation hinterlegten Algorithmus findet ein Abgleich der Graustufenprofile statt. Resultat

tierend lässt sich somit auf die Verschiebung der einzelnen Pixelkoordinatoren schließen. Die Abbildung 4-3 zeigt den verwendeten Aluminiumwinkel mit dem Specklemuster und den einzelnen Subsets. [KFMBKB2016]

Tabelle 4-1: techn. Spezifikationen des Highspeed-Kameraaufbaus

Eigenschaft	Photron FastCam SA3
max. Auflösung [Pixel]	1024x1024
max. Bildfrequenz bei max. Auflösung [kHz]	2
max. Bildfrequenz [kHz]	120
interner Speicher [GB]	4
Anschluss	Gigabit Ethernet

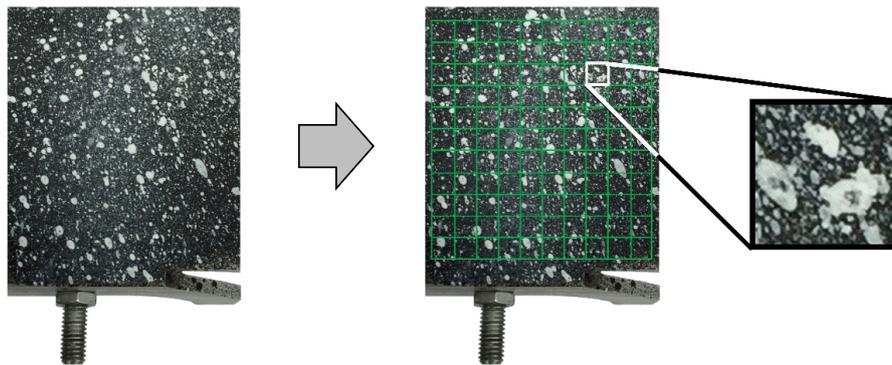


Abbildung 4-3: Winkelkonstruktion mit Specklemuster und Subsets

Basierend auf dem dargestellten Versuchsaufbau und der digitalen Bildkorrelation ist es möglich, die innere Werkstückaufnahme in Bezug auf ihre Verschiebungen während dem Honprozesses näher zu untersuchen. Wie zu Beginn des Kapitels beschrieben, wird mithilfe von Voruntersuchungen die Eignung des Aufbaus verifiziert und zusätzlich die optimalen Randbedingungen der Versuche bestimmt. Hierzu ist zunächst ein geeignetes Bezugssystem zur Beschreibung der Freiheitsgrade der kardanischen Vorrichtung zu definieren. Durch die orthogonale Ausrichtung der beiden Kardanachsen sowie die orthogonale Befestigung des Aluminiumwinkels auf dem inneren Aufnehmer bietet sich die Verwendung eines kartesischen Koordinatensystems wie in Abbildung 4-2 dargestellt an. Die beiden u - und w -Achsen bilden somit die reine Verschiebung der Kardanachsen in der Ebene ab; die v -Achse vervollständigt das System durch die Darstellung der Winkel- bzw. Höhenlage. An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass die Achsendeklaration bewusst so gewählt wurde, um eine Abgrenzung der vier Freiheitsgrade, wie in Kapitel 2.2.5 beschrieben, zu garantieren. Nach dem Aufbau der beiden Hochgeschwindigkeitskameras ist eine Kalibrierung dieser auf das

Specklemuster notwendig. Diese Kalibrierung wird mithilfe eines speziellen Kalibrieremusters, bestehend aus weißen und schwarzen Punkten, welche in fest definierten Abständen angeordnet sind, durchgeführt. Hieraus bestimmt die Auswertungssoftware Vic3D den Abstand und die Orientierung der Kameras als auch die Objektivparameter wie die optimale Brennweite und die auftretenden Verschiebungen. Diese Informationen werden im System abgelegt und bei der Bestimmung der einzelnen Verschiebungen als Referenz herangezogen. Eine Bewertung der Kalibrierung erfolgt über den berechneten Score-Wert. Im Fall eines unzureichenden Score-Wertes muss die Kalibrierung wiederholt werden. Um zusätzliche Rückschlüsse auf das Auflösungsvermögen der Versuchseinrichtung zu gewinnen, werden Kameraaufnahmen des Aluminiumwinkels im statischen Versuchsfall, also ohne äußere Werkzeugdynamik, ausgewertet. Die hierbei ausgewählte Bildfrequenz beträgt 500 Bilder pro Sekunde, wodurch Kameraaufnahmen von maximal 2750 Bildern bzw. von 5,5 Sekunden möglich sind. Diese Begrenzung resultiert auf dem internen Kameraspeicher. Die Auswertung der aufgenommenen Kameraaufnahmen zeigt, dass die Auflösung der u - und v -Achse im Bereich von $1,5 \mu\text{m}$, die der w -Achse im Bereich von $4 \mu\text{m}$ liegt. Der Grund für das unterschiedliche Auflösungsvermögen der drei Koordinatenachsen liegt im Abgleich der Graustufenprofile und somit in der Ausrichtung des Specklemusters zu den beiden Kameras. Zusammenfassend haben die Voruntersuchungen gezeigt, dass mit dem vorliegenden Versuchsaufbau und der dazugehörigen Mustererkennungssoftware eine Analyse des dynamischen Verhaltens der kardanischen Vorrichtung bis in den Mikrometerbereich realisierbar ist. Aufgrund des rotationssymmetrischen Aufbaus der kardanischen Vorrichtung wird im Folgenden die Auswertung bezüglich der Verschiebungsachse in w -Richtung nicht betrachtet. Der Auswertefokus liegt somit auf den beiden Achsen in u - und v -Richtung. [KFMBKB2016]

Die folgenden experimentellen Analysen beinhalten zwei voneinander getrennt durchgeführten Versuchsreihen mit jeweils fünf Parameterkonstellationen. Hierzu werden Spindeldrehzahlen von 500 min^{-1} bis 2500 min^{-1} und Oszillationsgeschwindigkeiten von 86 mm/s bis 429 mm/s ausgewählt. Die erste Versuchsreihe bildet die Variation beider Geschwindigkeitskomponenten mit konstanten Honwinkeln ab. Der Honwinkel weist in allen fünf Parameterkonstellationen einen Wert von 45° auf, wodurch sich gleichgroße Geschwindigkeitsvektoren am Umfang des Werkzeuges in axialer und die tangentialer Richtung einstellen. Im Zuge der zweiten Versuchsreihe wurde die mittlere Oszillationsgeschwindigkeit von 258 mm/s konstant gehalten und eine Variation der Drehzahlen im oben dargestellten Bereich durchgeführt. Infolgedessen ändert sich der Honwinkel im Intervall von 28° bis 102° . Die vollständige Parameterübersicht ist der folgenden Tabelle 4-2 zu entnehmen. Die Einstellungen der beiden Hochgeschwindigkeitskameras werden wie bereits in den Voruntersuchungen beschrieben beibehalten.

Tabelle 4-2: Parameter Versuchsdurchführung Highspeed-Kameraaufbau

Parameter	Honmaschine: KADIA LH 30/300R
Spindeldrehzahl [min^{-1}]	1000 / 2000
Oszillationsgeschwindigkeit [mm/s]	172 / 344
Oszillationsbeschleunigung [mm/s^2]	5000
Zustellung [mm] / Pausenzeit [s]	0,0003 / 0,5
Abtrag [μm]	20
Bauteilmaterial	16MnCr5 (HRC60)

Exemplarisch werden nun die Untersuchungsergebnisse einer niedrigen und hohen Parameterkonstellation der ersten Versuchsreihe dargestellt. Hierzu zeigen die Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5 jeweils die Verschiebung in u - und v -Richtung in Form einer verkleinerten Übersichtsdarstellung, als auch eine vergrößerte Darstellung der Verschiebung in u -Richtung über eine ausgewählte Anzahl von Bildern. Beide Verschiebungssignale weisen über die ausgewertete Bildfolge von 2750 Bildern bzw. 5,5 Sekunden ein periodisches Schwingungssignal auf. Zusätzlich lassen sich die Rotations- und Oszillationskomponenten identifizieren und entsprechend den Koordinatenachsen zuweisen. Insbesondere bei der niedrigen Parameterkonstellation ist bei Betrachtung des Verschiebungssignals in v -Richtung die axiale Oszillationsbewegung im oberen und unteren Umkehrpunkt zu erkennen. Mit Erhöhung der Oszillationsgeschwindigkeit reduziert sich die Verweilzeit der kardanischen Vorrichtung in den Umkehrpunkten.

Von größerer Relevanz für die Analyse des dynamischen Verhaltens erweist sich die Untersuchung der Verschiebung in u -Richtung. Auf Basis der eingestellten Spindeldrehzahl und Zuhilfenahme der festgelegten Bildfrequenz ist eine Umrechnung bezogen auf die Werkzeugumdrehung möglich. Im Fall der betrachteten Spindeldrehzahlen von 1000 min^{-1} und 2000 min^{-1} ergeben sich infolgedessen Werte, die als Periodendauer einer Spindelumdrehung zu verstehen sind, von 30 Bildern pro Umdrehung und 15 Bildern pro Umdrehung. Diese Abfolge lässt sich bei beiden Parameterkonstellationen identifizieren und wird somit zur weiteren Analyse der Verschiebung herangezogen. Die vertikal hinzugefügten Cursors sollen diesen Sachverhalt nochmals grafisch verdeutlichen. Die zusätzliche Auswertung der Verschiebungswerte weist hierbei mit Erhöhung der Spindeldrehzahl eine Vergrößerung der maximalen Amplitude auf, die sich von etwa $50 \mu\text{m}$ (Spindeldrehzahl von 1000 min^{-1}) auf den vierfachen Wert von etwa $200 \mu\text{m}$ (Spindeldrehzahl von 2000 min^{-1}) vergrößert. Über den direkten Vergleich beider Verschiebungssignale lassen sich zusätzliche Systemstabilitätseigenschaften charakterisieren. Gemessen an der Verschiebung in u -Richtung korreliert

diese mit der aktuellen Werkzeugposition. Beispielsweise lässt sich basierend auf der niedrigeren Verschiebungsamplitude ein stabileres Systemverhalten im unteren Umkehrpunkt nachweisen. Dagegen steigt die Verschiebungsamplitude im oberen Umkehrpunkt auf ihr Maximum an. [KFMBKB2016]

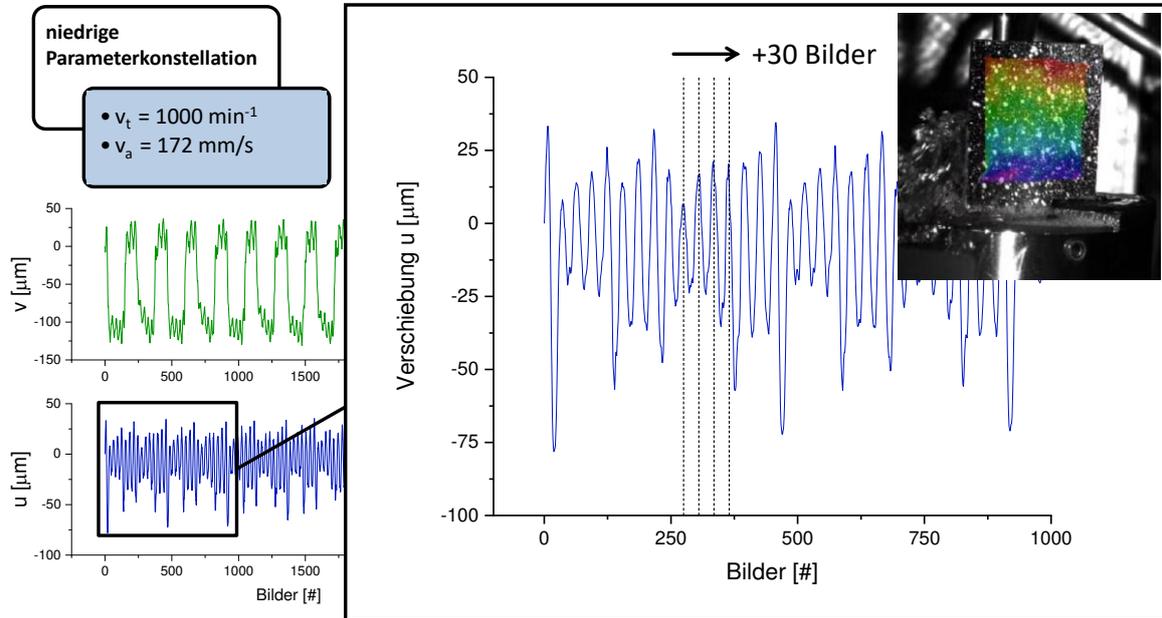


Abbildung 4-4: Darstellung der Verschiebungssignale bei 1000 min⁻¹

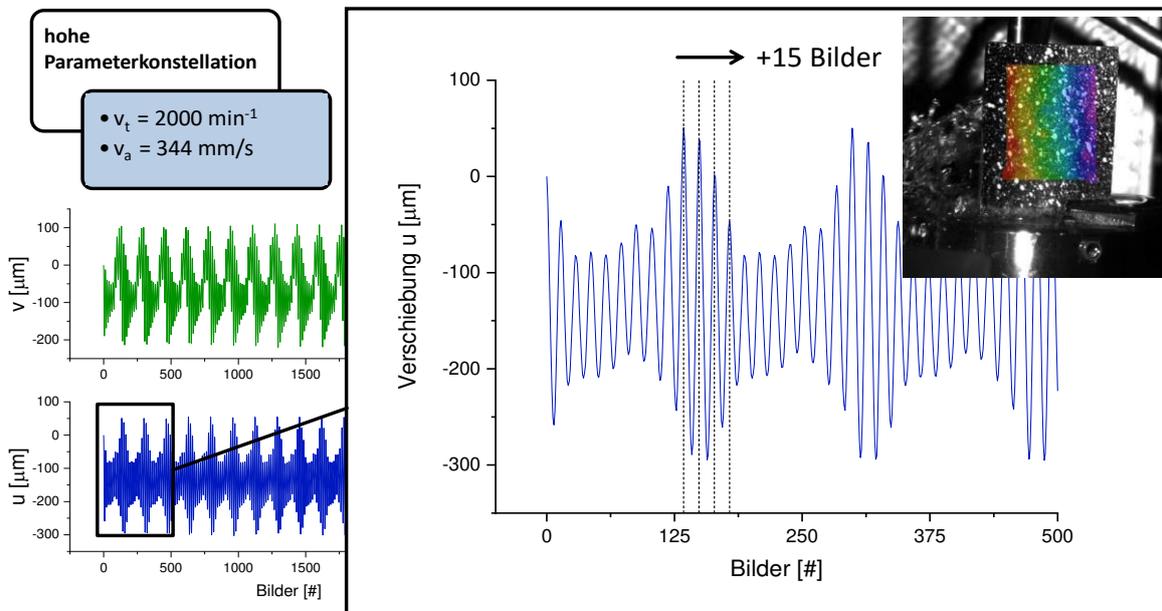


Abbildung 4-5: Darstellung der Verschiebungssignale bei 2000 min⁻¹

Neben der oben dargestellten Analyse der Verschiebungssignale wird zur weiteren Charakterisierung eine Frequenzanalyse der zeitbasierten Verschiebungssignale in u -Richtung mittels einer Fast Fourier Transformation, kurz FFT, durchgeführt. Hierbei wird das Ausgangssignal in seine Frequenzanteile zerlegt und lässt sich in Form einer frequenzbasierten Darstellung analysieren. Signifikante Spitzen lassen sich bei $16,6\text{ Hz}$ und $33,3\text{ Hz}$ identifizieren, die sich auch rechnerisch über die jeweilige Spindeldrehzahl von 1000 min^{-1} und 2000 min^{-1} bestätigen lassen. Am Ende dieses Kapitels folgt eine Gesamtdarstellung der ermittelten Verschiebungsamplituden beider Versuchsreihen. Die folgende Abbildung 4-6 zeigt die Ergebnisse in Form von Balkendiagrammen.

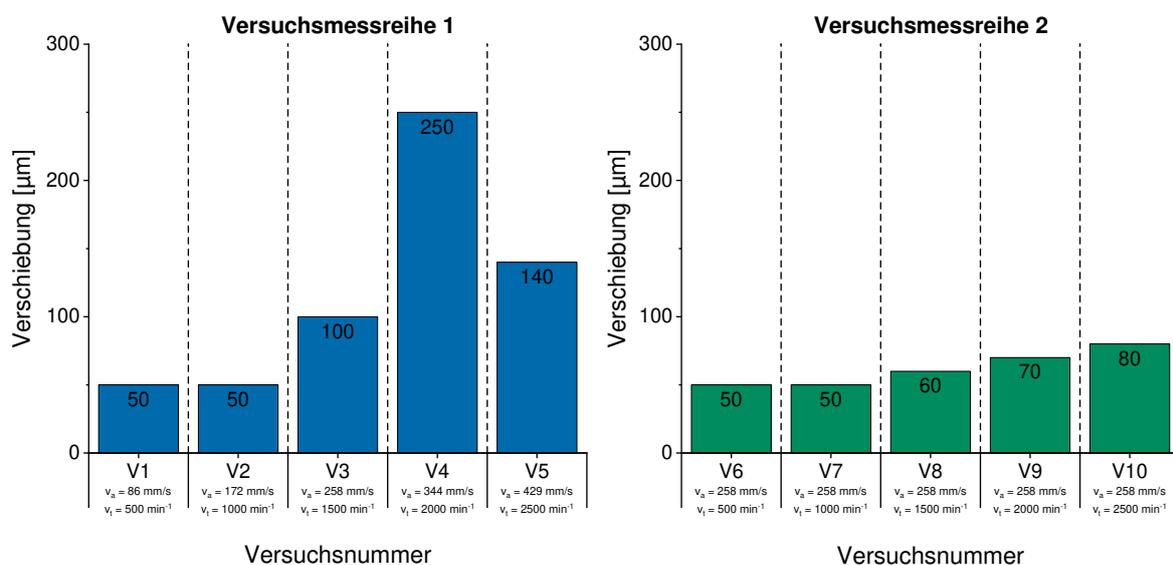


Abbildung 4-6: Gesamtanalyse aller Drehzahlen

Durch die Verwendung von zwei speziellen Hochgeschwindigkeitskameras und einer abgestimmten Mustererkennungssoftware ist es möglich, mit dem dargestellten Versuchsaufbau Messsignale im Mikrometerbereich darzustellen. Basierend auf den experimentellen Untersuchungen konnte der Einfluss von Spindeldrehzahl und Oszillationsgeschwindigkeit auf das dynamische Verhalten der kardanischen Vorrichtung analysiert und bewertet werden. Hierbei wurde festgestellt, dass mit Erhöhung der Spindeldrehzahl und Oszillationsgeschwindigkeit die Amplitude der Verschiebung in u -Richtung ansteigt. Zusätzlich zeigen die Ergebnisse, dass die kardanische Vorrichtung innerhalb der gewählten Parametergrenzen der äußeren Werkzeugdynamik folgt und somit als Gesamtheit ein stabiles Systemverhalten aufweist. Mit den gewonnenen Erkenntnissen soll eine Versuchsvorrichtung konstruiert werden, die eine separate Analyse aller Freiheitsgrade der kardanischen Vorrichtung zulässt. Zusätzlich soll die Versuchs- und Auswertemethodik durch entsprechende Messtechnik verbessert werden. Zuvor sollen im folgenden Kapitel 4.1.3 auf die Ursachen der statischen und dynamischen Bewegungsmerkmale näher eingegangen werden. [KFMBKB2016]

4.1.3 Statische und dynamische Bewegungsmerkmale

Zur Beschreibung der Bewegungsmerkmale ist eine Charakterisierung von statischen und dynamischen Ursachen nötig. Hierbei spielt erneut die Forderung der gleichachsigen Bearbeitung eine wichtige Rolle. Eine Abgrenzung beider Bewegungsmerkmale stellt der Anlegeprozess der Honleiste und somit die Ausrichtung der Werkzeug-Vorrichtung-Achse dar. Zu den statischen Merkmalen gehört in erster Linie die fertigungstechnische Positionierung der kardanischen Werkstückaufnahme auf dem Maschinentisch in Bezug zur vertikal ausgerichteten Werkzeugspindel. Mit Beginn der Oszillationbewegung findet jedoch ein Wechsel in den dynamischen Bereich statt. Dieses Merkmal spiegelt sich hauptsächlich in den angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Vorrichtung wider. Eine analoge Betrachtungsweise lässt sich auf das Honwerkzeug übertragen. Die ideale statische Ausrichtung der Hon- und Führungsleisten in Bezug auf die Werkzeugachse wird zwar gefordert, lässt sich jedoch ebenfalls aus fertigungstechnischen Gründen nicht zu 100% realisieren. Dieser Werkzeuggrundlauffehler geht mit Beginn der Rotationsbewegung in ein dynamisches Merkmal über. Da im folgenden Fall Werkzeuge mit Durchmessern von 8 mm eingesetzt werden, stellt sich zusätzlich die Frage, welche Bedeutung die Werkzeugsteifigkeit innerhalb der Prozessgrenzen hat. Auf diesen Sachverhalt soll in Kapitel 5.4 separat eingegangen werden. Ein weiteres Merkmal stellt die radialkinematische Aufweitung der Honleiste innerhalb des Prozesses dar. Zu Beginn der Bearbeitung liegt eine exzentrische Lage des Werkzeugzentrums vor, die erst mit Erreichen des Fertigmaßes als ideal angesehen werden kann. Durch Anpassung der Prozessparameter Zustellung pro Zeiteinheit, Pausenzeit sowie dem gewünschten Abtrag kann auf dieses Merkmal direkt Einfluss genommen werden (vgl.: Kapitel 7.1). Als letztes Merkmal soll die Maß- und Formgenauigkeit der Eingangsbohrung des zu bearbeitenden Bauteils aufgeführt werden. Da jedoch der Fokus auf der Analyse unterschiedlicher Prozessparameter (z.B.: Variation Spindeldrehzahl bzw. Rotationsgeschwindigkeit und Oszillationsgeschwindigkeit) liegt, kann durch Auswahl von vorgehonten Bauteilen, die in eng tolerierten Fertigungsgrenzen liegen, dieses Merkmal als ideal angesehen werden.

4.2 Konzeptvorstellung zur Untersuchung der Prozessdynamik

4.2.1 Konzept der translatorischen und angularen Bewegungen

Durch die Betrachtung der oben aufgeführten statischen und dynamischen Bewegungsmerkmale sowie die Darstellung der Prozessgrenzen in den vorherigen Kapiteln, soll im Folgenden die Konzeptentwicklung für die translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme erfolgen. Die Zielsetzung liegt hier bei der Analyse der Freiheitsgrade der kardanischen Vorrichtung durch die Beschreibung der Verschiebungen und Verkippungen der beiden Kardanachsen. Zugleich soll das bestehende Vorrichtungssystem zur Fixierung der zu honenden Bauteile beibehalten werden. Zur Messung der Bewegungssignale wird die Integration eines induktiven Messsystems präferiert. Induktive Sensoren basieren auf dem Wir-

belstrom-Prinzip, wodurch eine berührungslose Erfassung von Verschiebungen, Positionen, Schwingungen und Vibrationen von ferromagnetischen und nicht ferromagnetischen Targetmaterialien möglich sind. Durch die Verwendung einer mit Wechselstrom gespeisten Spule entsteht ein magnetisches Wechselfeld. Nach dem Faraday'schen Induktionsgesetz entstehen in dem elektrisch leitenden Targetmaterial in sich geschlossene, kreisförmige Stromlinien, welche wiederum ein zweites Magnetfeld erzeugen. Dieses Magnetfeld wirkt wiederum nach der Lenz'schen Regel dem ursprünglichen Magnetfeld entgegen und schwächt diese ab. Abstandsänderungen zwischen Sensor und Target haben eine Impedanzänderung der Spule zur Folge, welche sich als Änderungen der Amplitude und der Phasenlage abgreifen lassen. Der große Vorteil liegt hierbei in der kraft- und berührungsfreien Wegmessung. Die Unempfindlichkeit gegenüber dem eingesetzten Honöl und die höhere Grenzfrequenz stellen weitere Vorteile gegenüber beispielsweise kapazitiven Messsystemen dar. [KIKIBä2019] Im Folgenden sollen Wirbelstromsensoren der Firma Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG mit einem Messbereich von 1000 μm eingesetzt werden. Die Auflösungsgenauigkeit liegt bei 0,05 μm . Die folgende Tabelle 4-3 beinhaltet die Spezifikationen des eingesetzten EPU1-Wirbelstrom-Messsystems.

Tabelle 4-3: Spezifikation des eingesetzten berührungslosen Wirbelstrom-Wegmesssystems

Wirbelstromsensor EPU1, eddyNCDT (Micro-Epsilon)		
Eigenschaft	Wert	Einheit
Messbereich	1000	μm
Linearität	$< \pm 0,25$	% FSO
Reproduzierbarkeit	< 1	μm
Auflösung	$< 0,05$	μm
max. Abtastrate	25	kHz
Ausgänge	Spannung, Strom, Ethernet	

Im Folgenden werden zwei Konzepte vorgestellt, die eine Messung der Verschiebungen und Verkippungen der Kardanachsen umsetzt. Zur Messung aller vier Freiheitsgrade wäre eine Integration von vier Sensoren notwendig. Da jedoch beide Kardanachsen um $\pi/2$ versetzt sind und somit ein rotationssymmetrischer Aufbau der kardanischen Vorrichtung vorliegt, kann die Betrachtung auf eine der beiden Kardanachse reduziert werden. Infolgedessen soll der Fokus auf die innere Kardanachse und somit auf den Verschiebungen und Verkippungen der inneren Werkstückaufnahme liegen. Zur Messung dieser beiden Freiheitsgrade sind somit zwei baugleiche Wirbelstromsensoren einzuplanen. Im Zuge der Vorstellung der Sensorkonzepte sollen am Ende des Kapitels experimentelle Untersuchungen diese Annahme bestätigen. Die

Abbildung 4-7 zeigt das erste Sensorkonzept zur Bestimmung der Verschiebungen und Verkippungen durch die Positionierung eines Sensors oberhalb und eines Sensors unterhalb der Kardanachse. Der Abstand s_0 bezeichnet die jeweilige Strecke von Sensor zur Achse. Die Bezeichnungen l_{GS10} und l_{GS2U} beschreiben die Grunddistanzen vom Sensor zur jeweiligen Targetfläche.

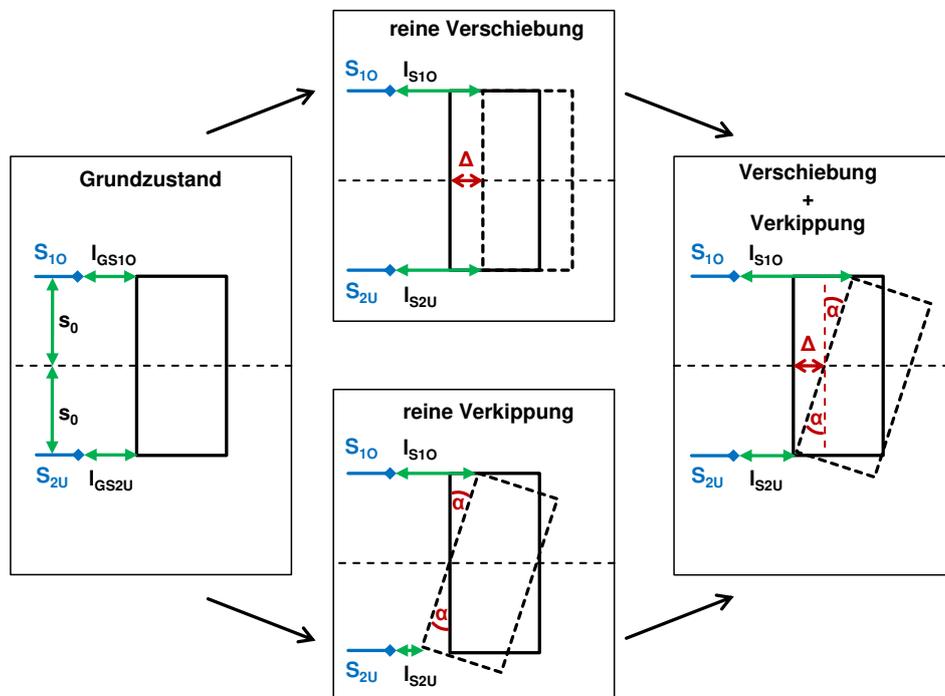


Abbildung 4-7: Konzept 1 zur Bestimmung von Verschiebung und Verkippung

Durch diesen Aufbau ist ein Abgleich der Verkippung durch beide Sensoren möglich; die Verschiebung wird jedoch nur indirekt berechnet. Die Verschiebungen und Verkippungen werden nach folgenden beiden Formeln bestimmt:

$$\text{Verschiebung } \Delta: \quad \Delta = \frac{(l_{S10} - l_{GS10}) + (l_{S2U} - l_{GS2U})}{2} \quad (4.1)$$

$$\text{Verkippung } \alpha: \quad \tan \alpha = \frac{(l_{S10} - l_{GS10}) + (l_{S2U} - l_{GS2U})}{2s_0} \quad (4.2)$$

Die folgende Abbildung 4-8 zeigt das zweite Sensorkonzept basierend auf der direkten Verschiebungsmessung. Hierbei wird der erste Wirbelstromsensor in der Mitte der Kardanachse positioniert. Die Positionierung des zweiten Sensors kann variabel oberhalb oder unterhalb der Achse im Abstand von s_0 erfolgen. Zur Vereinfachung soll lediglich auf eine der beiden Varianten eingegangen werden.

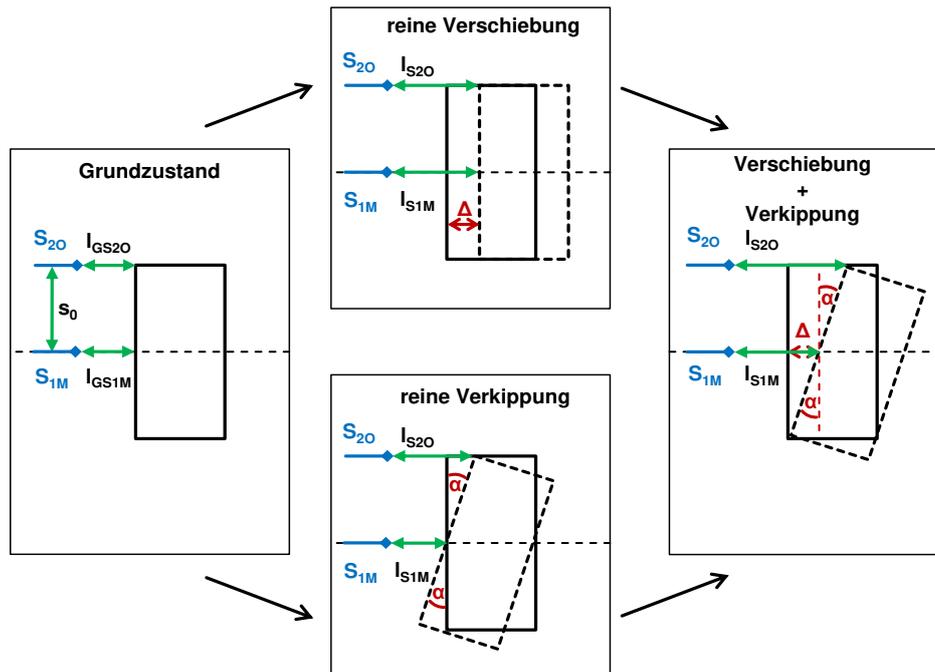


Abbildung 4-8: Konzept 2 zur Bestimmung von Verschiebung und Verkipfung

Die beiden nachfolgenden Gleichungen beinhalten die Berechnungen für das zweite Sensorkonzept:

$$\text{Verschiebung } \Delta: \quad \Delta = (l_{S1M} - l_{GS1M}) \quad (4.3)$$

$$\text{Verkipfung } \alpha: \quad \tan \alpha = \frac{(l_{GS1M} - l_{S1M}) + (l_{S20} - l_{GS20})}{s_0} \quad (4.4)$$

Durch die Einführung der Grunddistanzen l_{GS1} und l_{GS2} soll davon ausgegangen werden, dass sich das Werkzeug-Vorrichtungssystem im Zustand der gleichachsigen Bearbeitung befindet. Auf diesen Sachverhalt soll im Kapitel der experimentellen Untersuchungen gesondert eingegangen werden. Zugleich soll aber bereits an dieser Stelle die Auswirkung der Messgenauigkeit der Wirbelstromsensoren auf diesen Sachverhalt überprüft werden. Diese Ausgleichbewegung zur Einhaltung der gleichachsigen Bearbeitung charakterisiert den Achsversatz im Werkzeug-Vorrichtungssystem, der eine erste Verschiebung bzw. Verkipfung zu Beginn des Honprozesses zur Folge hat. Eine Verschiebung ändert lediglich den Initialwert innerhalb des Messbereichs des Sensors; eine Verkipfung hingegen wirkt sich jedoch negativ auf die Messgenauigkeit aus, da nur bei einer senkrechten Sensormontage die angegebene Auslösung erreicht werden kann. Die folgende Abbildung 4-9 soll diese Randbedingung beschreiben und das Ausmaß der Abweichung darstellen. Eine Verkipfung von $\pm 4^\circ$ hat eine Abweichung von $-0,2\%$ zur Folge, die vernachlässigt werden kann [MiEp2020]. Im Folgenden sollen

im Zuge von einer Schätzung von Verkippungen kleiner als $\pm 1^\circ$ im Honprozess angenommen werden. Unter dieser Annahme und der Vorgabe, dass mindestens 75% des Messbereichs abgedeckt werden sollen, kann über entsprechende Winkelbeziehungen ein Mindestsensorabstand $s_{0,min}$ von 43 mm berechnet werden. Neben diesen Randbedingungen muss im dynamischen Fall eine ausreichend hohe Abtastrate gewährleistet werden. Diese wird vom Hersteller für das Messsystem EPU1 mit 25 kHz angegeben. Bezogen auf den Einsatz hochharter Schneidstoffe in einer metallischen Bindung liegen die anwendbaren Schnittgeschwindigkeiten im Bereich von 60 bis 120 m/min [FIWi2017]. Im Fall eines Honwinkels von 45° lässt sich eine maximale Tangentialgeschwindigkeit von $110,87\text{ m/min}$ ermitteln, die wiederum für den Bohrungsdurchmesser von 8 mm eine Drehzahl von 4411 min^{-1} ergibt. Infolgedessen ist eine Abtastung alle $1,06^\circ$ bezogen auf den Werkzeugumfang sichergestellt. Für den Fall einer Drehzahl von 2500 min^{-1} erhöht sich die Abtastung auf den Wert von $0,6^\circ$.

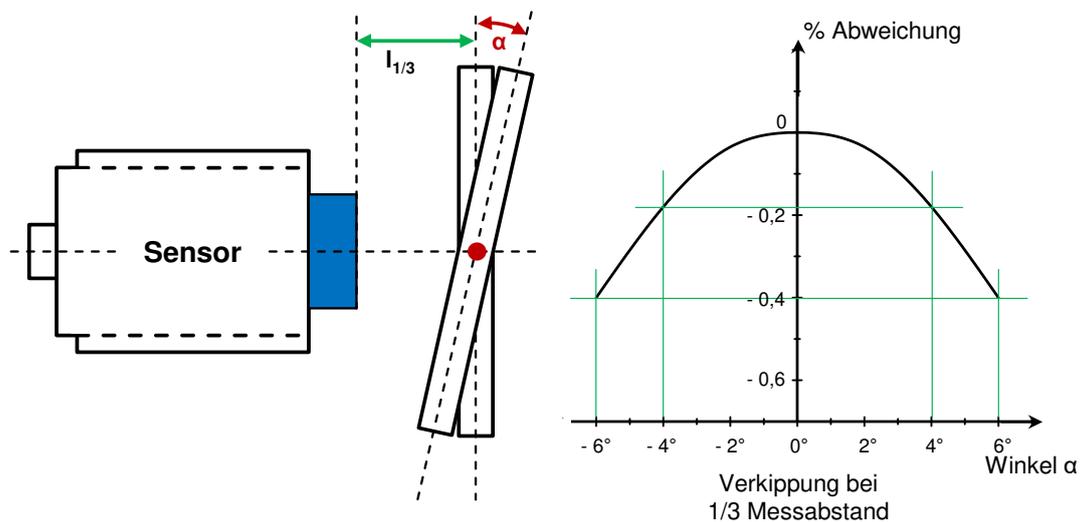


Abbildung 4-9: Beschreibung der Grundverkippung nach [MiEp2020]

4.2.2 Kardanische Versuchsvorrichtung

Das Kapitel 4.2.1 beschreibt die Konzeptentwicklung zur Darstellung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme durch die Ausarbeitung von zwei Sensorkonzepten. Im Folgenden soll die Funktionsweise der kardanischen Versuchsvorrichtung auf Basis des zweiten Sensorkonzeptes erfolgen. Ein Austausch der Positionen der Wirbelstromsensoren soll hierbei einen direkten Wechsel der Konzepte berücksichtigen. Die folgende Abbildung 4-10 zeigt die kardanische Werkstückaufnahme mit den zwei installierten Wirbelstromsensoren sowie den dazugehörigen Controllereinheiten des zweiten Sensorkonzeptes. Durch ein spezielles Lagerungssystem der Führungsstifte ist die Messung der translatorischen Ausgleichbewegungen mithilfe der außenliegenden Aluminiumtargetflächen möglich. Die Aluminiumtargets sind mit den Führungsstiften verschraubt.

Aufgrund der unterschiedlichen Aufhängungspositionen der beiden Kardanachsen, existieren zwei Aluminiumtargetausführungen mit unterschiedlichen Längen. Diese kreisförmigen Aluminiumtargetflächen sind so konzipiert, dass sie die Messvoraussetzung des dreifachen Sensordurchmessers erfüllen. Zusätzlich werden zwei weitere Aluminiumtargetkörper achsensymmetrisch zur x - bzw. y -Achse an der inneren Werkstückaufnahme fixiert, wodurch keine Schwerpunktsänderung bezüglich der z -Achse erfolgt. Basierend auf dem Sensorkonzept ist eine Wegmessung im Abstand s_0 von 100 mm oberhalb der Kardanachse möglich. Zur Fixierung der Wirbelstromsensoren dient ein speziell konstruierter Halter, der am Kardantopf fixiert wird. Dieser erfüllt gleichzeitig die Aufgabe der Begrenzung der maximalen Verkipfung beider Achsen. Der äußere Kardanring bildet die Schnittstelle vom Kardantopf zur inneren Werkstückaufnahme. Optional kann der zweite Sensor in einen weiteren am Kardantopfboden befindlichen Halter positioniert werden, wodurch die Verkipfung am unteren Aluminiumkörper detektiert werden kann. Die Wirbelstromsensoren selbst werden zusätzlich in eine Hülse verschraubt. Hierdurch ist eine Feinjustierung innerhalb der Versuchsdurchführung gewährleistet. Das Bauteil wird analog zum bestehenden Vorrichtungssystem in die innere Werkstückaufnahme eingelegt und fixiert. Beide Wirbelstromsensoren sind an die Controllereinheiten angeschlossen, die wiederum die Sensorsignale an das vorhandene Genesis 2i weiterleiten. Parallel hierzu lassen sich die Messsignale mittels Ethernet-Schnittstelle über ein Webinterface auswerten. Da jedoch eine synchrone Auswertung aller Messsignale erforderlich ist, findet die Weiterverarbeitung über das Genesis statt. Zusammengefasst zeigt die Tabelle 4-4 eine Übersicht aller zur Verfügung stehender Signale basierend auf dem vorliegenden Vorrichtungskonzept. Beide Controllereinheiten sind zusätzlich über ein Synchronisationskabel verbunden, um die gegenseitige Beeinflussung unterschiedlicher Oszillatorfrequenzen zu vermeiden.

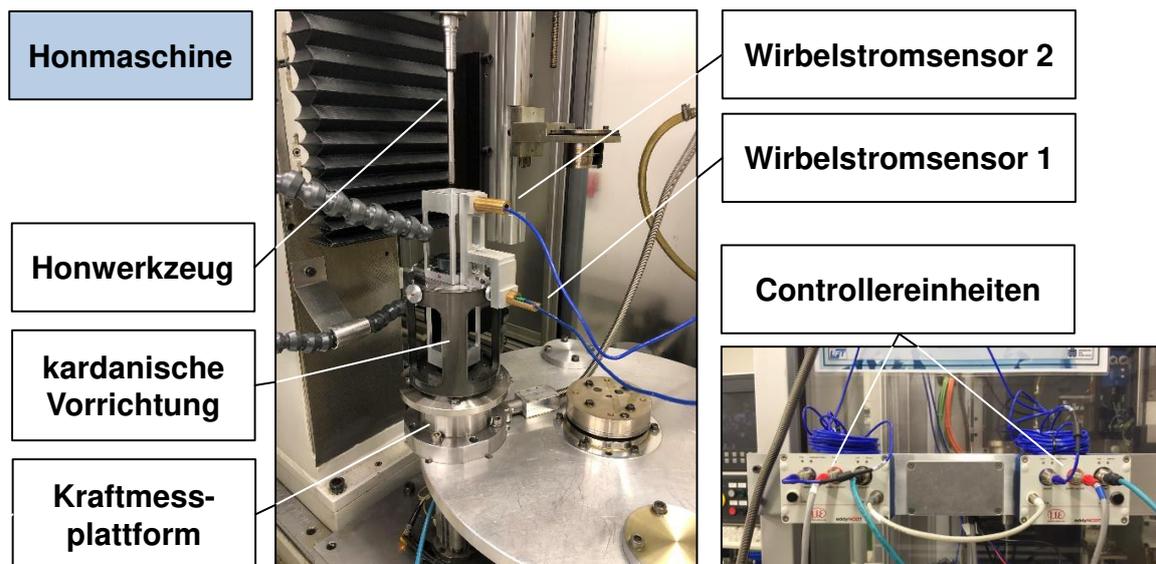


Abbildung 4-10: Experimenteller Aufbau zur Analyse der kardanischen Versuchsvorrichtung

Tabelle 4-4: Belegungsplan Eingangssignale Genesis 2i

Signalbezeichnung	Sensor	Sensorprinzip
Hublage	Maschinenintern	optisch (Signal von Servo-achse)
Konuskraft	Maschinenintern	piezoelektrisch
Axialkraft	Kraftmessplattform	piezoelektrisch
Moment	Kraftmessplattform	piezoelektrisch
Verschiebung	Wirbelstromsensor	induktiv
Verkipfung	Wirbelstromsensor	induktiv

4.3 Methodische Darstellung der Versuchsdurchführung

Das vorherige Kapitel 4.2 beschreibt den experimentellen Versuchsaufbau zur Analyse der Freiheitsgrade der kardanischen Werkstückaufnahme im Detail. Im Folgenden soll der Fokus auf dem zweiten Sensorkonzept und somit auf dem in Abbildung 4-10 dargestellten Versuchsaufbau (Konzept: 2-1) liegen. Neben der Umsetzung beider oben beschriebener Sensorkonzepte zeigt die folgende Abbildung 4-11 ein weiteres Versuchskonzept (3). Da bei der verwendeten Honmaschine keine steuerungstechnische Lösung zur In-Prozess-Messung der Honleistenposition vorhanden ist, kann durch entsprechende Modifikation des Versuchsaufbaus diese zusätzliche Messgröße auf Kosten des Verkipfungssignals mitgemessen werden. Hierzu muss sowohl in die innere Werkstückaufnahme als auch in das Bauteil selbst eine entsprechende Bohrung eingebracht werden, die eine Zuführung des Sensors bis zur Honleiste zulässt. Der Abstand zur Honleiste muss hierbei so gewählt werden, dass dieser zu jeder Zeit der Bearbeitung im Sensormessbereich liegt und dennoch kein Abtrag am Sensor selbst durch den Honprozess stattfindet. Des Weiteren muss auch unter den vorliegenden fertigungstechnischen Platzbedingungen eine vollständige mechanische Entkopplung zur inneren Werkstückaufnahme über die Sensoraufhängung sichergestellt sein, da sonst die Beweglichkeit beeinflusst wird. Die Targetfläche des Sensors ist somit das Werkzeug selbst. Hierbei ist sowohl die Bedingung des dreifachen Sensordurchmessers als Targetfläche, als auch die planparallele Ausrichtung durch den Werkzeugradius nicht eingehalten. Dennoch liefert der Sensor ein Signal, welches eine eindeutige Detektion der Hon- und Führungsleisten innerhalb der Bearbeitung zulässt. Der zweite Wirbelstromsensor ermittelt nach dem oben aufgeführten Sensorkonzept die Verschiebung der Kardanachse. Neben den beschriebenen Aufbauten und Konzepten wird eine weitere Verwendung der Wirbelstromsensoren verfolgt.

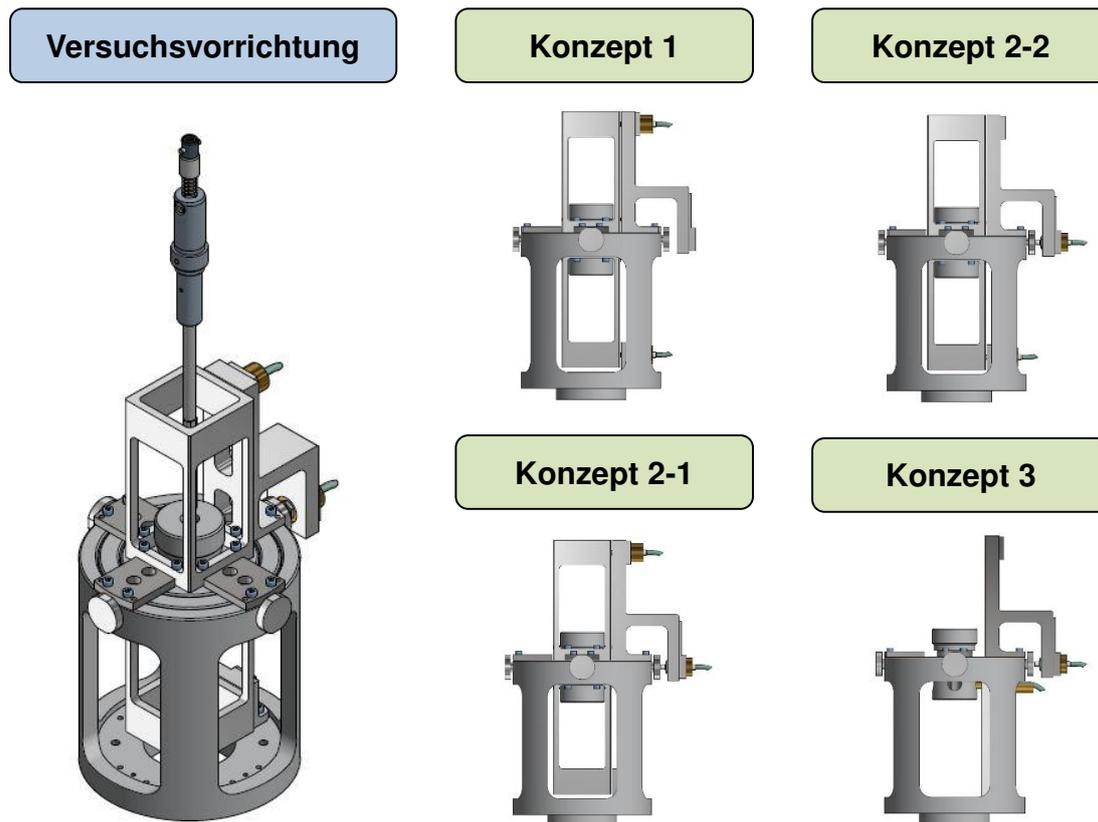


Abbildung 4-11: Konzeptmöglichkeiten Versuchsvorrichtung

Ein zusätzliches Vorrichtungskonzept (3) soll die reine Werkzeugdynamik untersuchen. Hierzu dient der Topf der kardanischen Versuchsvorrichtung lediglich als Halterung für den Wirbelstromsensor. Die dazugehörige Abbildung wird in Kapitel 5.4.1 im Zuge der Versuchsauswertung dargestellt. Das Honwerkzeug wird entsprechend der schematischen Abbildung 5-7 auf eine exakte Position oberhalb der Versuchsvorrichtung gefahren, sodass der ausgerichtete Wirbelstromsensor den Abstand zum Werkzeug und somit die Detektion von Hon- und Führungsleisten ermitteln kann. Der zweite Sensor wird in diesem Aufbau nicht verwendet. Der Halter würde zwar die Positionsmöglichkeit eines zweiten Sensors bieten, da aber die Länge der verwendeten Honleisten bei maximal 50 mm liegt, ist eine doppelte Abstandmessung nicht weiter zu verfolgen. Für Honwerkzeuge längerer Honleistenlängen wäre dies wiederum interessant, da auch eine Durchbiegung über diese Länge messbar wäre. Im vorliegenden Fall soll dieses Messsignal als Inputparameter für die im weiteren Verlauf aufgebaute Simulation mit Variation der Rotationsgeschwindigkeit dienen. Das Messsignal stellt den Rundlauf des Werkzeuges und somit die Weganregung für die Simulation dar. Optional wird der Rundlauf mittels einer Messuhr im quasistatischen Fall überprüft. Messungen bei höheren Rotationsgeschwindigkeit sind mit einer Messuhr jedoch nicht durchführbar. Neben der Abnutzung der Tastspitze würde die Trägheit des Zeigers im dynamischen Fall zu ungenauen Ergebnissen führen. Ein Abgleich der Ergebnisse des

quasistatischen Falls mit den Ergebnissen auf Basis der dynamischen Wirbelstrommessung erfolgt in Kapitel 5.4.1. Zusätzlich wird in diesem Kapitel die Analyse von weiteren Rotationsgeschwindigkeiten dargestellt.

Basierend auf den dargestellten Vorrichtungskonzepten soll im Folgenden der prinzipielle Versuchsablauf erläutert werden. Die Prozesskette beinhaltet hierbei folgende drei Ablaufpunkte:

- Vorhonprozess mit Charakterisierung des Vorbearbeitungszustandes
- Fertighonprozess mit Aufnahme der Messgrößen
- Charakterisierung des Bauteilzustandes nach der Bearbeitung und Auswertung der Messgrößen

Der Vorbearbeitungszustand der zu honenden Bauteile stellt im Zuge aller Versuchsreihen eine wichtige Grundlage dar. Hierzu werden alle Versuchsbauteile mit einem Vorhonwerkzeug und identischen Prozessparametern vorgehont. Im Anschluss wird das Maß der Bauteilinnenbohrung durch die pneumatische Messung auf der Honmaschine in fünf Ebenen ermittelt. Diese Kenngröße stellt das erste Auswahlkriterium der Bauteile für den Fertighonprozess dar. Mittels eines Formtesters vom Typ MMQ 400 der Firma Mahr werden die wichtigsten Form- und Lagemerkmale analysiert. Zur Bestimmung der Oberflächenkennwerte wird ein Perthometer der Firma Mahr vom Typ Marsurf XT/XR20 mit der Vorschubeinheit PGK120 verwendet. Die zu erwartenden Rautiefe R_z liegen zwischen $0,5 \mu\text{m}$ und $10 \mu\text{m}$, sodass eine Grenzwellenlänge von $0,8 \text{ mm}$ nach [DIN EN ISO 4288] eingestellt wird. Durch diese Charakterisierung des Vorbearbeitungszustandes eines jeden Bauteils kann eine Selektion vorgenommen werden, die einen möglichst konstanten Ausgangszustand der Bauteile gewährleistet. Der Fertighonprozess basiert auf dem weggeführten Honen. Die Tabelle 4-5 zeigt hierbei die Variationen der Rotations- und Oszillationsgeschwindigkeit in Abhängigkeit zum Honwinkel. Des Weiteren ist die Tangentialgeschwindigkeit als auch die resultierende Schnittgeschwindigkeit aufgeführt. Die zusätzlichen Prozessparameter sind in Tabelle 4-6 zusammengefasst.

Tabelle 4-5: Variation von Spindeldrehzahl und Oszillationsgeschwindigkeit

Parameter	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3	Stufe 4	Stufe 5
Rotationsgeschwindigkeit [min^{-1}]	500	1000	1500	2000	2500
Tangentialgeschwindigkeit [mm/s]	209	419	628	838	1047
Oszillationsgeschwindigkeit [mm/s]	86	172	258	344	429
Schnittgeschwindigkeit [mm/s]	226	452	679	906	1132
Honwinkel [$^\circ$]	45	45	45	45	45

Tabelle 4-6: Standardparameter weggeführtes Honen

Parameter	Wert
Ausgangsdurchmesser [mm]	7,98
Abtrag [μm]	10
Bauteilmaterial	16MnCr5 (HRC60)
Oszillationsbeschleunigung [mm/s^2]	5000
Zustellung Z [mm] / Pausenzeit P [s]	0,0003 / 0,5
Geschwindigkeit Zustellung [mm/s]	0,05
Ausfeuerzeit [s]	2

Neben den Standardprozessparametern zeigt die folgende Tabelle 4-7 eine Übersicht der beiden verwendeten Honwerkzeuge und deren Spezifikationen.

Tabelle 4-7: Übersicht Honwerkzeuge

Operation	Werkzeug-Nr.	Honleiste	Konus- winkel	Führungsleisten	Leisten- länge
Vorhonen	29645	B126/8014/8/50	3°	D76/710/6/100	50 mm
Fertighonen	39792	B91/8014/8/50	6°	D76/710/6/100	20 mm

5 Modellbildung der kardanischen Vorrichtung zur Beschreibung der Prozessdynamik

5.1 Modellierung und Simulation

Basierend auf den Arbeiten und Untersuchungen von [Schm2015] zeigt die folgende Abbildung 5-1 die radialen und tangentialen Kräfte am Umfang eines Einleisten-Honwerkzeuges. Die Honleiste und die beiden Führungsleisten bilden die Schnittstelle zum Bauteil.

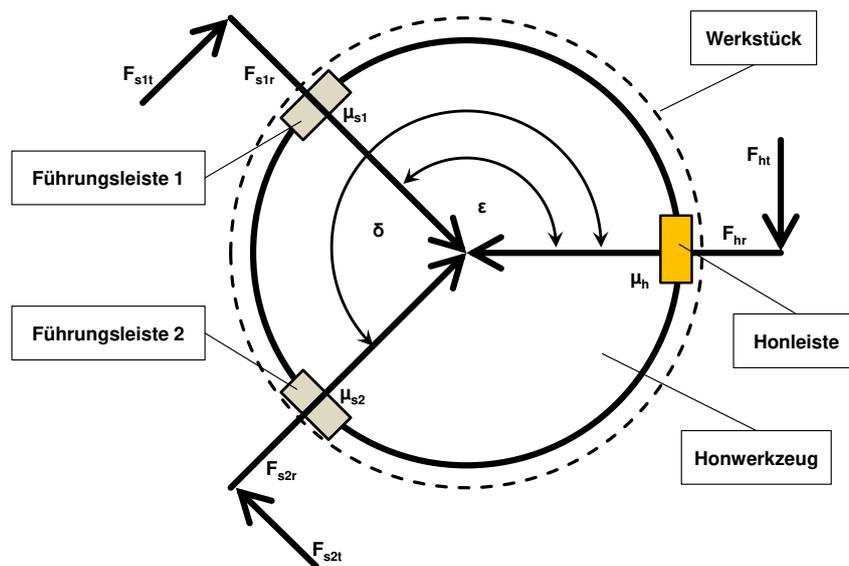


Abbildung 5-1: Kräfteverhältnisse am Umfang des Honwerkzeuges nach [ScBä2013; KIFaBä2017]

Wie bereits in Kapitel 2.2.2 dargestellt, wird durch den keilförmigen Aufbau die senkrecht eingeleitete Zustellbewegung in eine radiale Bewegung der Honleiste umgesetzt. Infolge der Rotationskomponente stellt sich am Umfang des Honwerkzeuges ein Kräfteverhältnis von radialen und tangentialen Kräftepaaren ein. Durch die Oszillationskomponente wird zusätzlich eine Axialkraft entlang der Werkzeugachse erzeugt. Die Richtung des Kraftvektors entspricht der Bewegungsrichtung des Honwerkzeuges. Die drei auftretenden tangentialen Kräfte resultieren nach [Schm2015] in einem Drehmoment M_W :

$$M_W = r_W \cdot (F_{ht} + F_{s1t} + F_{s2t}) \quad (5.1)$$

Aus dem Verhältnis der radialen und tangentialen Anteile kann sowohl für die Hon- als auch für die beiden Führungsleisten eine proportionale Kenngröße definiert werden, die von Waninger [Wani1952] als Reibwert μ und Saljé und von See [SaSe1987] als Tangentialkraftkoeffizient μ_t bezeichnet wird. Dieser konstante Koeffizient lässt sich

nach [Schm2015] durch experimentelle Versuche unter Kombination der Leistenspezifikation des zu honenden Materials und des verwendeten Kühlschmierstoffs bestimmen. Infolgedessen ergibt sich das Drehmoment M_W zu:

$$M_W = r_W \cdot (\mu_h \cdot F_{hr} + \mu_s \cdot F_{s1r} + \mu_s \cdot F_{s2r}) \quad (5.2)$$

Hierbei bezeichnet μ_h den Tangentialkraftkoeffizienten der Honleiste und μ_s den der beiden Führungsleisten unter der Voraussetzung, dass diese die gleichen Spezifikationen aufweisen. Unter der Annahme einer kardanisch gelagerten Werkstückaufnahme können nach [Schm2015] die beiden radialen Kräfte F_{s1r} und F_{s2r} über das Kräftegleichgewicht am Honwerkzeug bestimmt werden. Für die radiale Richtung gilt daher:

$$F_{hr} = -F_{s1r} \cdot \cos(\varepsilon) + F_{s1t} \cdot \sin(\varepsilon) - F_{s2r} \cdot \cos(\delta) + F_{s2t} \cdot \sin(\delta) \quad (5.3)$$

und in tangentialer Richtung:

$$F_{ht} = -F_{s1r} \cdot \sin(\varepsilon) - F_{s1t} \cdot \cos(\varepsilon) - F_{s2r} \cdot \sin(\delta) - F_{s2t} \cdot \cos(\delta) \quad (5.4)$$

Nachfolgend soll auf dieser Modellbildung nach [Schm2015] aus den radialen Kraftanteilen von Hon- und Führungsleisten eine resultierende Kraftkomponente ermittelt werden, die im quasistatischen Fall als Kraftanregung zu verstehen ist. Da die wirkenden Kräfte nicht im Gleichgewicht vorliegen, gilt folgender Zusammenhang:

$$\sum_i \bar{F}_i = \bar{R} = \begin{pmatrix} R_x \\ R_y \end{pmatrix} \quad (5.5)$$

Durch die entsprechenden Umformungen und den bekannten Winkelbeziehungen lässt sich der folgende Vektor zur Beschreibung der resultierenden Kraftkomponenten bestimmen:

$$\bar{R} = \begin{pmatrix} F_h + F_{s1} \cos(\varepsilon) + F_{s2} \cos(\delta) \\ F_{s1} \sin(\varepsilon) + F_{s2} \sin(\delta) \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

Mittels dieser theoretischen Betrachtung soll in Kapitel 5.4 auf die Werkzeugdynamik und deren Anregung im Detail eingegangen werden. Basierend auf diesen Erkenntnissen kann im Folgenden der Übergang auf die kardanische Werkstückaufnahme erfolgen, um die translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen durch entsprechende Ersatzmodelle zu beschreiben. Die Abbildung 2-14 aus Kapitel 2.2.5 zeigt die

vier Freiheitsgrade der kardanischen Vorrichtung und soll als Grundlage für die folgende Modellierung der Ersatzmodelle herangezogen werden. Für die Modellierung stellt das Werkzeug in Form des äußeren Umfangs die ausschlaggebende Systemgrenze dar. Die Hon- und Führungsleisten bilden somit die Schnittstelle zum honenden Bauteil, als auch die Schnittstelle zu den im folgenden Kapitel 5.2 aufgestellten Differentialgleichungen. Infolgedessen wird die Werkzeugkinematik in Form der Rotations- und Oszillationskomponente durch die Implementierung einer Weganregung umgesetzt. Die folgende Tabelle 5-1 bildet die oben aufgeführte Symbolik ab.

Tabelle 5-1: Symbolik Kräfteverhältnisse am Umfang des Honwerkzeuges

	Parameter	Bezeichnung
Kräfteverhältnisse am Umfang des Honwerkzeuges	M_W	Drehmoment Honwerkzeug
	r_W	Radius Honwerkzeug
	F_h, F_{hr}, F_{ht}	Kräfte Honleiste
	μ_h	Tangentialkraftkoeffizient Honleiste
	F_{s1}, F_{s1r}, F_{s1t}	Kräfte Führungsleiste 1
	F_{s2}, F_{s2r}, F_{s2t}	Kräfte Führungsleiste 2
	$\mu_s, \mu_{s1}, \mu_{s2}$	Tangentialkraftkoeffizient Führungsleisten 1 und 2
	ε, δ	Winkel Honleiste – Führungsleisten

5.2 Physikalische Ersatzmodelle zur Beschreibung der kardanischen Vorrichtung

5.2.1 Modellierung der translatorischen Ausgleichbewegungen

Die folgenden Betrachtungen sollen die Freiheitsgrade mit den dazugehörigen Ausgleichbewegungen in ein entsprechendes mechanisches Ersatzmodell für den translatorischen Fall überführen. Die Zielsetzung ist hierbei die Beschreibung des Honsystems durch das Aufstellen der jeweiligen Bewegungsgleichungen im kartesischen Koordinatensystem. Die hierbei aufgeführten x - und y -Hauptkoordinatenachsen sind um $\pi/2$ verdreht und bilden gleichzeitig die Kardanachsen der Werkstückaufnahme. Die Grundlage der translatorischen Bewegungsgleichungen bildet das mechanische Ersatzmodell, welches in der Abbildung 5-2 dargestellt ist.

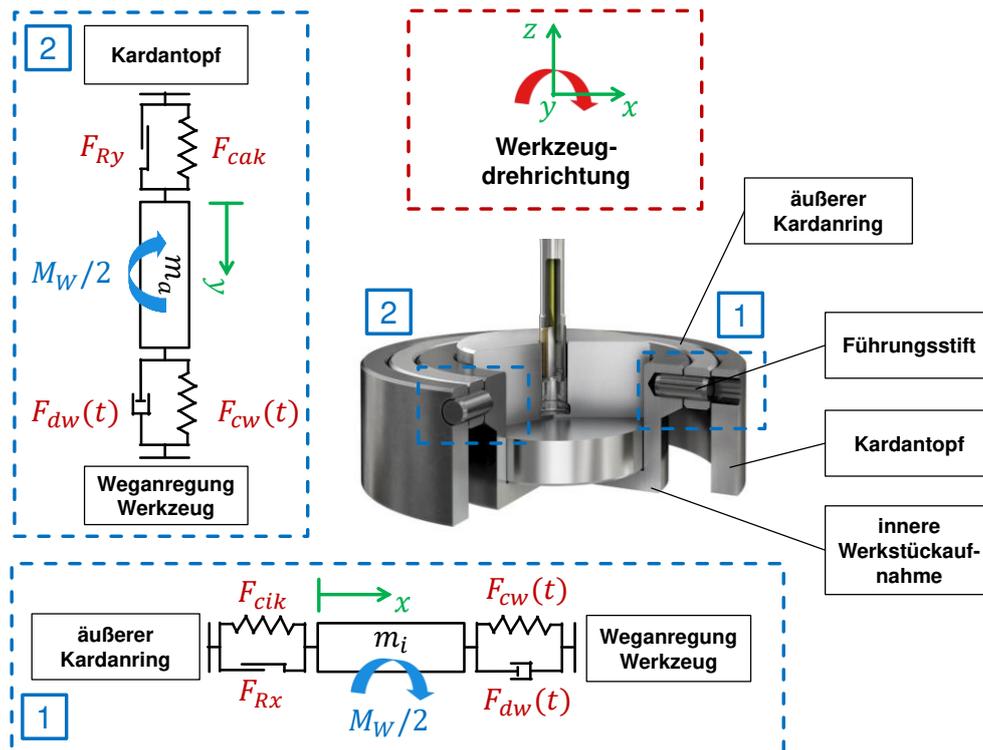


Abbildung 5-2: mechanisches Ersatzmodell der kardanischen Vorrichtung für den translatorischen Fall [KIBä2018]

Hierbei liegt der Fokus der Modellbildung auf den einzelnen Übergängen der Kardannachsen, die im mechanischen Ersatzmodell durch entsprechende Federsysteme und Reibdämpfer realisiert werden [KIBä2018]. Die Systemanregung erfolgt über das rotierende und oszillierende Honwerkzeug. Durch die Verfahrensforderung nach einer großflächigen Anlage der Honleiste zum Bauteil kann von einer stabilen Weganregung, wie im vorherigen Kapitel dargelegt, ausgegangen werden. Das mechanische Ersatzmodell wird durch Verwendung eines parallelgeschalteten Feder-Dämpfer-Systems von Seiten des Werkzeuges komplementiert. Zur Beschreibung der Weganregung werden zusätzlich die Koordinatenvariablen u_x und u_y eingeführt. Aufgrund der vektoriellen Rotationsgeschwindigkeit werden die beiden Kraftkomponenten des Werkzeuges $F_{cw}(t)$ und $F_{dw}(t)$ mit einer Zeitkomponente versehen.

Durch Anwendung des Newton'schen Aktionsprinzips $m \cdot \ddot{x} = \sum F_{ix}$ ist es möglich, die translatorischen Differentialgleichungen für die beiden Vorrichtungssachsen aufzustellen:

$$m_i \ddot{x} = -F_{cik} - F_{Rx} + F_{cw}(t) + F_{dw}(t) \quad (5.7)$$

bzw. durch Einsetzen der Feder- und Dämpferkräfte. Die eingeführte Koordinatenachse u_x bildet hierbei das Werkzeugsystem:

$$m_i \ddot{x} = -c_{ik}x - F_{Rx} + c_w(u_x - x) + d_w(\dot{u}_x - \dot{x}) \quad (5.8)$$

Analog hierzu folgt für $m \cdot \ddot{y} = \sum F_{iy}$:

$$m_a \ddot{y} = -F_{cak} - F_{Ry} + F_{cw}(t) + F_{dw}(t) \quad (5.9)$$

und

$$m_a \ddot{y} = -c_{ak}y - F_{Ry} + c_w(u_y - y) + d_w(\dot{u}_y - \dot{y}) \quad (5.10)$$

Tabelle 5-2. Symbolik Modellbildung translatorischer Fall

	Parameter	Bezeichnung		Parameter	Bezeichnung	
Koordinatenachsen	x	Verschiebung in x-Richtung	Massen	m_{ws}	Masse Bauteil	
	y	Verschiebung in y-Richtung		m_{ik}	Masse innere Werkstückaufnahme	
	u_x	Weganregung x-Richtung		m_{ak}	Masse äußerer Kardanring	
	u_y	Weganregung y-Richtung		m_i	Masse Werkstückaufnahme inkl. m_{ws}	
	F_{Rx}	Reibkraft x-Achse		m_a	Masse äußerer Kardanring inkl. m_i	
	F_{Ry}	Reibkraft y-Achse				
Kräfte	F_{cik}	Federkraft innere Werkstückaufnahme	Feder- und Dämpfer-Koeffizienten	c_{ik}	Federkonstante innere Werkstückaufnahme	
	F_{cak}	Federkraft äußerer Kardanring		c_{ak}	Federkonstante äußerer Kardanring	
	F_{dw}	Dämpferkraft Werkzeug		c_w	Federkonstante Werkzeug	
	F_{cw}	Federkraft Werkzeug		d_w	Dämpferkonstante Werkzeug	

Zusätzlich gelten aufgrund des geometrischen Aufbaus der kardanischen Werkstückaufnahme folgende beiden Massenzusammenhänge:

$$m_i = m_{ws} + m_{ik} \quad (5.11)$$

und

$$m_a = m_{ws} + m_{ik} + m_{ak} \quad (5.12)$$

Alle in den Differentialgleichungen verwendeten Abkürzungen sind in folgender Tabelle 5-2 aufgeführt und beschrieben.

5.2.2 Modellierung der angularen Ausgleichbewegungen

Durch die Modellierung der angularen Ausgleichbewegungen sollen in diesem Kapitel analog zur translatorischen Betrachtung die zwei fehlenden angularen Freiheitsgrade der kardanischen Vorrichtung beschrieben werden. Zur besseren Übersicht stellt die folgende Abbildung 5-3 das mechanische Ersatzmodell der kardanischen Werkstückaufnahme für einen angularen Freiheitsgrad dar. Dieses lässt sich aufgrund des symmetrischen Aufbaus auf den zweiten Freiheitsgrad übertragen. Analog zum translatorischen Fall beschreiben die Kräfte $F_{cw}(t)$ und $F_{dw}(t)$ die Kraftkomponenten des Werkzeuges. Die Kräfte F_{cik} und F_{cak} stellen die Federkräfte der kardanischen Vorrichtung dar. Die Reibkräfte F_{Rx} und F_{Ry} greifen an dieser Stelle idealisiert am Führungstiftradius an.

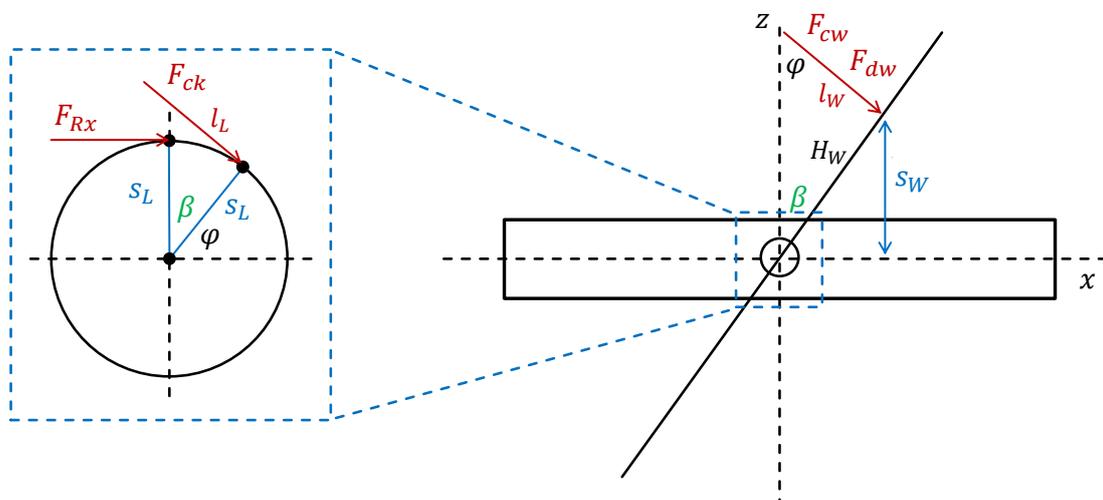


Abbildung 5-3: mechanisches Ersatzmodell der kardanischen Vorrichtung für den angularen Fall

Hierbei beschreiben die Winkel φ_1 und φ_2 die Verkippungsebenen um die beiden Kardanachsen. Durch erneute Betrachtung aller angreifenden Kräfte und unter Anwendung des Drehimpulserhaltungssatzes $\theta \cdot \ddot{\varphi} = \sum M_i$ lassen sich die beiden folgenden Differentialgleichungen aufstellen:

$$\theta_i \ddot{\varphi}_1 = - (F_{cik}(t) + F_{Rx}(t))s_L + (F_{cw}(t) + F_{dw}(t)) \frac{s_w(t)}{\sin \varphi_1(t)} \quad (5.13)$$

und

$$\theta_a \ddot{\varphi}_2 = - (F_{cak}(t) + F_{Ry}(t))s_L + (F_{cw}(t) + F_{dw}(t)) \frac{s_W(t)}{\sin \varphi_2(t)} \quad (5.14)$$

Die Kenngröße s_L beschreibt den Hebelarm um den Führungsstift. Dem entgegengesetzt steht die zeitabhängige Größe $s_W(t)$, welche die aktuelle Honleistenposition in der z -Achse beschreibt. Beide Größen besitzen ihre Nulllage in der Mitte der Kardanaxse und weisen somit eine Richtungsabhängigkeit bezüglich der Hubaufwärts- und Hubabwärtsbewegung auf. Die folgende Tabelle 5-3 stellt die zusätzlichen Abkürzungen des angularen Falls dar.

Tabelle 5-3. Symbolik Modellbildung angularer Fall

	Parameter	Bezeichnung		Parameter	Bezeichnung
Koordinatenachsen	φ_1	Angulares Koordinatensystem	Auslenkungen/ Längen	l_L	Federauslenkung Lager
	φ_2	Angulares Koordinatensystem		s_L	Radius Führungsstift
	β	Verkipfungswinkel		H_W	Hebelarm Werkzeug
Massenträgheiten	θ_i	Massenträgheitsmoment Werkstückaufnahme		s_W	Hublage Werkzeug
	θ_a	Massenträgheitsmoment äußerer Kardanring inkl. Werkstückaufnahme		l_W	Federauslenkung Werkzeug

Der nächste Schritt beinhaltet das Einsetzen der einzelnen Kräfte analog zum translatorischen Fall. An dieser Stelle soll aus Symmetriegründen lediglich die Herleitung für die innere Werkstückaufnahme (vgl.: Gleichung (5.7) bzw. (5.8)) erfolgen. Auf die Zeitabhängigkeit der Winkellage soll innerhalb der Umformungen verzichtet werden. Gleichzeitig findet eine Aufteilung bezüglich der beiden Hebelarme in χ und ψ statt:

$$\theta_i \dot{\varphi}_1 = - \overbrace{(F_{cik} + F_{Rx})s_L}^{\chi} + \overbrace{(F_{cw} + F_{dw}) \frac{s_W}{\sin \varphi_1}}^{\psi} \quad (5.15)$$

Das Einsetzen der Federkraft ergibt somit den Teilausdruck von χ :

$$\chi = [c_{ik} \cdot l_L + F_{Rx}]s_L \quad (5.16)$$

Die Federauslenkung kann hierbei basierend auf den geometrischen Verhältnissen aus Abbildung 5-3 sowie in Abhängigkeit zu s_L beschrieben und in den Ausdruck (5.16) eingesetzt werden. Hieraus folgt folgender Ausdruck:

$$\chi = [c_{ik} \cdot \tan(\beta) \cdot s_L + F_{Rx}]s_L \quad (5.17)$$

Mit Umschreiben des Tangens in dessen Sinus- und Cosinusanteile und unter der Bedingung kleiner Winkel ergibt sich für χ der finale Ausdruck:

$$\chi = [c_{ik} \cdot \beta \cdot s_L^2 + F_{Rx}]s_L \quad (5.18)$$

Die Darstellung des zweiten Teilausdruckes ψ erweist sich hierbei als komplexer. Der Grund hierfür liegt in der Ableitungskomponente der Dämpferkraft nach der Zeit. Im ersten Schritt sollen die Feder- und Dämpferkräfte des Werkzeuges eingesetzt werden:

$$\psi = [c_w \cdot l_W + d_w \cdot \dot{l}_W] \frac{s_W}{\sin \varphi_1} \quad (5.19)$$

Mit

$$l_W = \frac{s_W}{\sin(\varphi_1) \tan(\varphi_1)} = \frac{s_W \cos(\varphi_1)}{\sin^2(\varphi_1)} \quad (5.20)$$

und

$$\dot{l}_W = \frac{\dot{s}_W \sin(\varphi_1) \cos(\varphi_1) - s_W \dot{\varphi}_1 \sin^2(\varphi_1) - 2s_W \dot{\varphi}_1 \cos^2(\varphi_1)}{\sin^3(\varphi_1)} \quad (5.21)$$

unter Einhaltung geometrischer Umformungen folgt für ψ der Ausdruck:

$$\psi = c_w s_W^2 \cos(\varphi) \sin(\varphi) + d_w [\dot{s}_W s_W \sin(\varphi) \cos(\varphi) - s_W^2 \dot{\varphi}] \quad (5.22)$$

Da jedoch der resultierende Verkippungswinkel analog zu Gleichung (5.18) durch den Winkel β beschrieben werden soll, findet unter Verwendung geeigneter Additionstheoreme und dem geometrischen Zusammenhang $\dot{\varphi} = -\dot{\beta}$ folgende Umformung statt:

$$\psi = c_w s_W^2 \beta + d_w [\dot{s}_W s_W \beta + s_W^2 \dot{\beta}] \quad (5.23)$$

Im nächsten Schritt werden die beiden Teilausdrücke für χ und ψ in die Grundformel des Drehimpulses eingesetzt und es folgt der finale Ausdruck für den Verkippungswinkel β :

$$\theta_i \ddot{\beta}_1 = c_{ik} \beta s_L^2 + F_R s_L - c_w s_W^2 \beta - d_w [\dot{s}_W s_W \beta + s_W^2 \dot{\beta}] \quad (5.24)$$

5.2.3 Einfluss von Querkräften auf die kardanische Vorrichtung

Neben der translatorischen und angularen Modellbetrachtung zeigen die folgenden Beziehungen den Einfluss von Querkräften bzw. die resultierenden Momente auf die kardanische Werkstückaufnahme auf [KIBä2018]. Die Gleichungen (5.1) bzw. (5.2) beschreiben das einleitende Moment, welches durch die tangentialen Werkzeugkräfte induziert wird. Dieses Moment wird über die jeweiligen Führungsstifte auf den Kardanopf übertragen. Die Abbildung 5-4 zeigt neben der betragsmäßigen Momententeilung die Freischnitte der Führungsstifte zur Beschreibung der Schnittmomente M_i und M_a und den angreifenden Kräften. Die Tabelle 5-4 stellt die dazugehörige Symbolik dar. Durch den Freischnitt des inneren Führungsstiftes lassen sich die folgenden Kräfte- und Momentengleichgewichte aufstellen:

$$\begin{aligned} \rightarrow: & \quad F_{cw} + F_{dw} - F_{cik} - F_{Rx} = 0 \\ \uparrow: & \quad F_{ti} - F_{ti} = 0 \\ \curvearrowright: & \quad -F_{ti} \cdot h_i - F_{ti} \cdot h_i + M_W/2 = M_i \end{aligned} \quad (5.25-5.27)$$

Analog hierzu ergeben sich für den Freischnitt des äußeren Stiftes folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned} \rightarrow: & \quad F_{ta} - F_{ta} = 0 \\ \uparrow: & \quad -F_{cw} - F_{dw} + F_{cak} + F_{Ry} = 0 \\ \curvearrowright: & \quad -F_{ta} \cdot h_a - F_{ta} \cdot h_a + M_W/2 = M_a \end{aligned} \quad (5.28-5.30)$$

Aufgrund der geometrischen Verhältnisse der Führungsstifte resultiert die Gleichsetzung der Größen $h_{ia} = h_i = h_a$. Folglich gelten für die Kräfte $F_{ia} = F_i = F_a$. Nach Umstellen der Gleichungen folgt somit für die Kraft F_{ia} :

$$F_{ia} = \frac{M_W/2 - M_a}{2 \cdot h_{ia}} = \left(\frac{1}{4} M_W - \frac{1}{2} M_a \right) \cdot \frac{1}{h_{ia}} \quad (5.31)$$

und für das innere Moment:

$$M_i = \frac{M_W}{2} - 2 \cdot \left(\frac{1}{4} M_W - \frac{1}{2} M_a \right) \cdot \frac{1}{h_{ia}} \cdot h_{ia} \quad (5.32)$$

Hieraus resultiert, dass das innere Schnittmoment dem äußeren Schnittmoment entgegen gerichtet ist:

$$M_i = -M_a \tag{5.33}$$

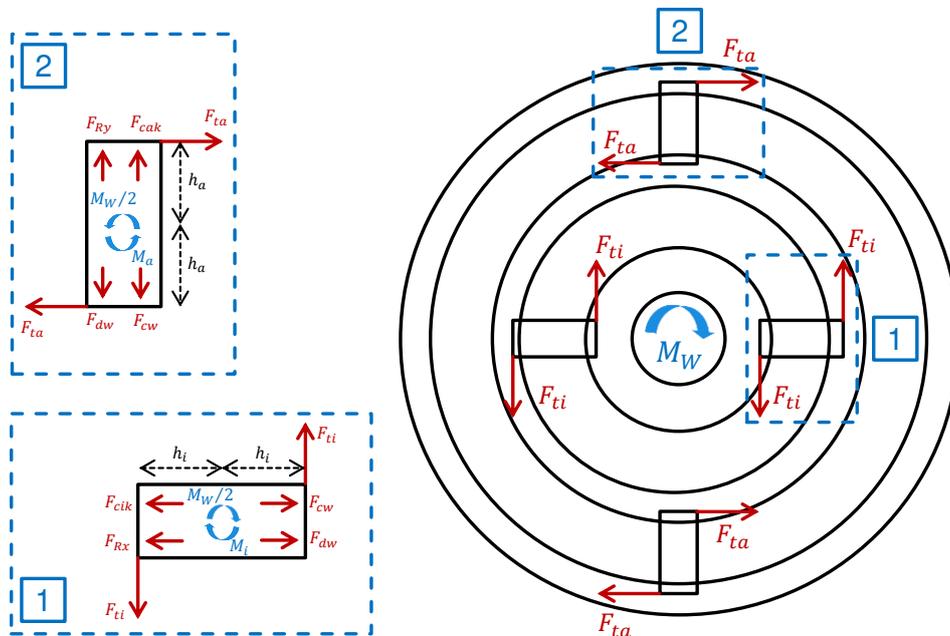


Abbildung 5-4: Beschreibung der Querkräfte auf die kardanische Werkstückaufnahme

Tabelle 5-4: Symbolik Querkräfte

Parameter		Bezeichnung	Parameter		Bezeichnung
Momente	M_W	Drehmoment Werkzeug	Kräfte	F_{ti}	Schnittkraft Werkstückaufnahme
	M_i	Inneres Schnittmoment		F_{ta}	Schnittkraft äußerer Kardanring
	M_a	Äußeres Schnittmoment	Längen	h_i, h_a, h_{ia}	Hebelarm Führungsstift

5.3 Übersicht der Modellparameter der Reibmodelle

Basierend auf der Modellbildung der kardanischen Werkstückaufnahme in Bezug auf die translatorischen und angularen Freiheitsgrade soll im folgenden Kapitel die Überleitung auf den Simulationsaufbau und die Simulationsanalyse erfolgen. Hierzu wer-

den alle notwendigen Modellparameter der Reibmodelle aufgelistet sowie deren Bedeutung erläutert. Durch praktische Versuche werden in den folgenden Kapiteln die Inputparameter analysiert und im Anschluss in die Simulation implementiert. Hierzu gehören beispielsweise die Weganregung und die Hubbewegung des Honwerkzeuges in Abhängigkeit zur eingestellten Parameterspezifikation. Zusätzlich wurde ein Prüfstand entwickelt und konstruiert, wodurch Messungen zur Bestimmung von Reibparametern durchgeführt werden können.

Die nachfolgende Tabelle 5-5 zeigt den Überblick über Modellparameter der Reibmodelle, die innerhalb der Simulation von Relevanz sind.

Tabelle 5-5: Symbolik Modellparameter Reibmodelle

	Parameter	Bezeichnung		Parameter	Bezeichnung
Parameter der Reibmodelle	F_C	Coulombsche Reibkraft	Parameter der Reibmodelle	v_s	Stribeck-Geschwindigkeit
	μ	Reibungskoeffizient		δ	Stribeck-Formfaktor
	F_N	Normalkraft		ε	Karnopp-Geschwindigkeitsintervall
	μ_s	statischer Reibungskoeffizient		z	Borstenbiegung LuGre
	μ_k	kinetischer Gleitreibungskoeffizient		F_{LuGre}	Reibkraft nach LuGre
	v_{rel}	Relativgeschwindigkeit		σ_0	Borstensteifigkeit LuGre
	F_R	Reibkraft		σ_1	Dämpfung der Borste LuGre
	η	dynamische Viskosität		σ_2	viskoser Reibungsanteil LuGre
	F_S	Haftreibungskraft		$g(v)$	Übertragungsfunktion LuGre
	F_{ext}	externe Kraft		v_d	Streuparameter
$F_{Stribeck}$	Reibkraft nach Stribeck	ξ	kritische Dämpfungskonstante Borste		

5.4 Analyse der Modellparameter zum Aufbau der Simulation

5.4.1 Prozessparameter und resultierende Weganregung

Das folgende Kapitel beinhaltet die Beschreibung der wichtigsten Prozessparameter als auch die hieraus abgeleitete Werkzeuganregung zum Aufbau der in Kapitel 6.2 dargestellten Simulation. Die Rotations- und Oszillationskomponente stellen zwei grundlegende Maschineneinstellparameter dar. Die Tabelle 4-5 aus Kapitel 4.3 beschreibt die fünf Parameterstufen, die in der späteren Durchführung der experimentellen Analyse der Prozessdynamik im Fokus stehen. Da diese Parameterkonstellationen bereits im Zuge der Vorversuche mit Hochgeschwindigkeitskameras Anwendung fanden, soll im Folgenden die Beschreibung der Rotations- und Oszillationskomponente auf Basis dieser Messdaten erfolgen.

Durch den Aufbau einer Frequenzanalyse erfolgt ein Abgleich der theoretisch berechneten mit den experimentell ermittelten Werten. Hierbei konnte festgestellt werden, dass die Rotationskomponente vollständig abgebildet wird und somit den Einstellparametern der Honmaschine entspricht. Diese Bezugsgröße, wird wie im vorherigen Kapitel beschrieben, in Korrelation zur Werkzeuganregung gesetzt. Die Betrachtung der Oszillationskomponente weist hingegen teilweise große Unterschiede zwischen den theoretisch berechneten und experimentell ermittelten Werten auf. Die folgende Abbildung 5-5 zeigt die Ergebnisse beider Analysen mit der Umrechnung in die theoretisch berechneten und die experimentell resultierenden Frequenzen. Gleichzeitig stellt diese Abbildung den Verlauf der Werkzeugposition über eine Hublänge von $86,66 \text{ mm}$ für die Fälle einer Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s und 429 mm/s dar. Es findet somit die Betrachtung der niedrigsten und höchsten Parameterstufe statt. Im Allgemein lässt sich mit steigender Geschwindigkeit ein Übergang der Verlaufscharakteristik feststellen. Sowohl im oberen als auch im unteren Umkehrpunkt wechseln die Geschwindigkeitsvektoren ihre Richtung und somit ihre Vorzeichen, wodurch die Werkzeugspindel einen im Wechsel stattfindenden Abbrems- bzw. Beschleunigungsvorgang ausführt. Durch den Masseinfluss der Spindel und deren Trägheit führt dieser Richtungswechsel mit steigender Geschwindigkeit zu der angesprochenen Änderung der Verlaufscharakteristik, welche ausgehend von einem Dreiecksignal in eine Art Sinussignal übergeht. Bei näherer Betrachtung kommt es zu einer Verrundung in den Umkehrpunkten. Gleichzeitig verkürzt sich die Zeitdauer, in der die reale Oszillationsgeschwindigkeit dem eingestellten Parameterwert entspricht. Dies hat folglich einen Einfluss auf die resultierende Periodendauer und somit auf die Hubfrequenz. Für die erste Parameterstufe mit der Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s lässt sich eine minimale Abweichung Δ_{eb} unter 2% zwischen der theoretisch berechneten und der experimentell ermittelten Frequenz charakterisieren. Bereits mit der Erhöhung auf die zweite Parameterstufe von 172 mm/s ist eine Abweichung von 14% festzustellen. Diese Abweichung steigt mit jeder Erhöhung weiter an und beträgt bei einer Oszillationsgeschwindigkeit von 429 mm/s rund 46%. Diese Diskrepanz wirft somit die Fragestellung nach einer geeigneten Implementierung der Werkzeughubbewegung und deren Oszillationsgeschwindigkeit auf. Die Umsetzung dieser Prozessgrößen soll durch die Wahl der

berechneten Werte erfolgen, da sich hierdurch das Verhältnis von Rotations- und Oszillationskomponente in gleicher Beziehung, also zum berechneten Honwinkel von 45° , ändert. Im Kapitel 6.2 der Simulationsanalyse soll die Implementierung dieser Größen weiter ausgeführt werden.

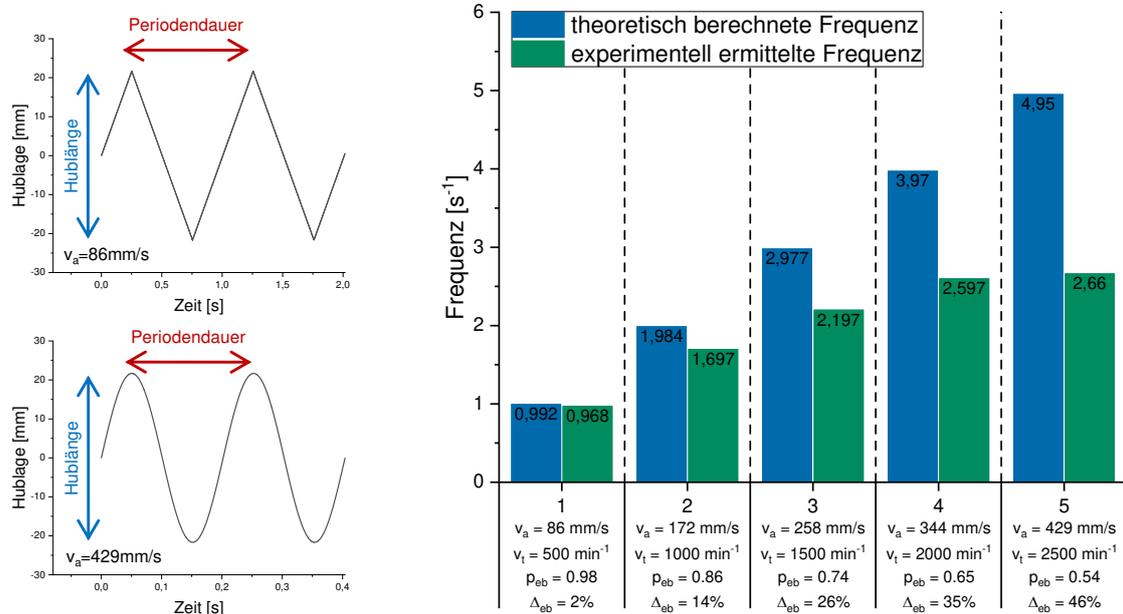


Abbildung 5-5: Frequenzanalyse der Rotations- und Oszillationskomponente

Neben der Beschreibung der Prozessgrößen der Rotations- und Oszillationskomponente stellt die Axialkraft eine weitere wichtige Kenngröße dar. In Bezug auf die einzelnen Reibmodelle aus Kapitel 2.3 wird die Axialkraft unter Berücksichtigung der Gewichtskraft als Normalkraft implementiert. Praktische Versuche zeigen, dass die Axialkraft entsprechend der Hubbewegung eine vektorielle Größe darstellt. Analog zur obigen Betrachtung wurde die Axialkraft für die niedrigste und höchste Parameterstufe exemplarisch betrachtet. Die folgende Abbildung 5-6 zeigt hierbei die grafische Auswertung der Axialkraft über die Hublage für drei ausgewählte Oszillationsbewegungen. Die Pfeile charakterisieren die Bewegungsrichtung der Werkzeugspindel. Beide Axialkraftverläufe weisen hierbei unterschiedliche Ausbildungsformen auf. Die Parameterstufe mit einer Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s bildet eine Rechteckform aus, die mit steigender Geschwindigkeit in eine Ovalform übergeht. Der Grund hierfür liegt in der Dynamik selbst, als auch in der Trägheit der Werkzeugspindel. Einen zusätzlichen Punkt stellen die Kraftverhältnisse an den Hon- und Führungsleisten in Bezug auf die resultierenden Anpressverhältnisse dar. Da diese jedoch über alle Versuchsreihen annähernd konstant gehalten werden sollen, wird hierauf nicht weiter eingegangen. Vor dem Start jedes Honversuches wird der Ladungsverstärker der Messeinrichtung genullt, wodurch gleichbleibende Anfangsbedingungen vorliegen. Durch die Betrachtung der Axialkraft über den gesamten Honprozess lässt sich ein Drift von ungefähr -15 N über 30 Sekunden nach Zurücksetzen des Ladungsverstärkers feststellen.

Dieser Drift als auch das Wirken der Gewichtskraft erklärt den asymmetrischen Verlauf der Axialkräfte. Basierend auf den experimentellen Untersuchungen wird von einer prozessbedingten Axialkraft von $\pm 50\text{ N}$ ausgegangen. Die implementierte resultierende Axialkraft der Simulation berücksichtigt zusätzlich die wirkende Gewichtskraft basierend auf den Masseverhältnissen der Kardankomponenten. Die verwendete Konvention der axial wirkenden Kraft ist sowohl in den experimentellen Untersuchungen als auch in der Simulationsanalyse identisch. Die Hubabwärtsbewegung resultiert in einer positiven Axialkraft; demzufolge ergibt sich eine negative Kraft für die Hubaufwärtsbewegung.

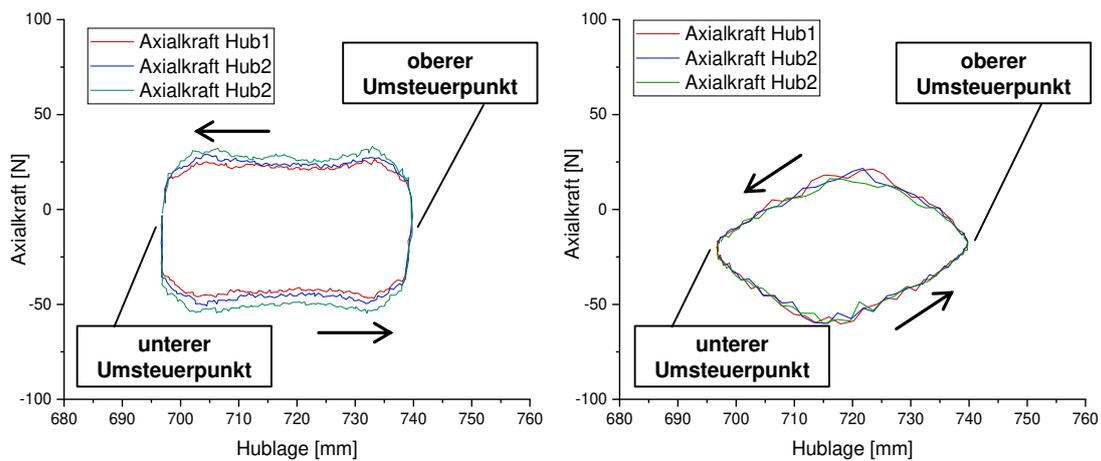


Abbildung 5-6: Analyse der Axialkraft (links) $v_a=86\text{mm/s}$ und (rechts) $v_a=429\text{mm/s}$

Neben der Beschreibung der Oszillationskomponente und der dazugehörigen Axialkraft beinhaltet dieses Unterkapitel die Darstellung der noch ausstehenden Rotationskomponente. Im mechanischen Ersatzmodell beschreibt die Rotationskomponente die Weganregung durch das Honwerkzeug. Diese Systemanregung kann durch eine zeitabhängige harmonische Schwingung charakterisiert werden. Basierend auf den Modellgleichungen besteht ein direkter Zusammenhang zur Werkzeugsteifigkeit und Werkzeugdämpfung. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass es sich bei den resultierenden Werkzeugkräften F_{cw} und F_{dw} um Relativgrößen handelt, da neben der Anregung auch die Verschiebung der Vorrichtung in der entsprechenden Koordinatenachse enthalten ist. Zur Bestimmung dieser Anregung wird ein separater Versuchsaufbau konstruiert und aufgebaut. Die folgende Abbildung 5-7 zeigt den Versuchsaufbau in schematischer Darstellung als auch die resultierende Analyse der Messsignale. Das zu untersuchende Werkzeug wird hierzu kurz über die Vorrichtung positioniert, sodass die Honleiste mittig zur Sensorfläche des Wirbelstromsensors ausgerichtet ist. Die Honleiste wird im nächsten Schritt radial aufgeweitet und verspannt zwei Abstandshalter mit einem Innendurchmesser von $7,98\text{ mm}$, der dem Zieldurchmesser der Versuchsbauweise näherungsweise entspricht. Die Abstandshalter wurden aus einem zuvor vermessenen Bauteil angefertigt. Im Zuge der Versuchsdurchführung wurden Messreihen mit unterschiedlichen Rotationsgeschwindigkeiten durchgeführt. Mittels der bereits be-

schriebenen Aufnahmemöglichkeiten durch die Wirbelstromsensoren kann der Sensorabstand zur Honleiste sowie zu den beiden Führungsleisten hochauflösend ausgewertet werden. Der Abstand zur Honleiste dient hierbei innerhalb der Versuchsauswertung als Referenz. Die beiden in Abbildung 5-7 dargestellten Kennlinien beschreiben somit die Weganregung bezogen auf die jeweilige Führungsleiste. Aufgrund von fertigungstechnischen Toleranzen sind beide Kennlinien nicht deckungsgleich. Neben den bekannten Rotationsgeschwindigkeiten, die durch die Parameterstufen festgelegt sind, charakterisiert die Untersuchung von geringeren Drehzahlen den Kennlinienverlauf. Die Stufen von 500 min^{-1} bis 2500 min^{-1} lassen auf einen linearen Zusammenhang zwischen der Weganregung und der Drehzahl schließen. Basierend auf dem ermittelten quasistatischen Rundlauffehler von $25 \mu\text{m}$ kann mithilfe des dargestellten Aufbaus der dynamische Anteil als zusätzliche Inputgröße implementiert werden. Je nach ausgewählter Drehzahlstufe liegt dieser Anteil bezogen auf den Spitze-Tal-Wert näherungsweise im Bereich von $6 \mu\text{m}$ bis $14 \mu\text{m}$.

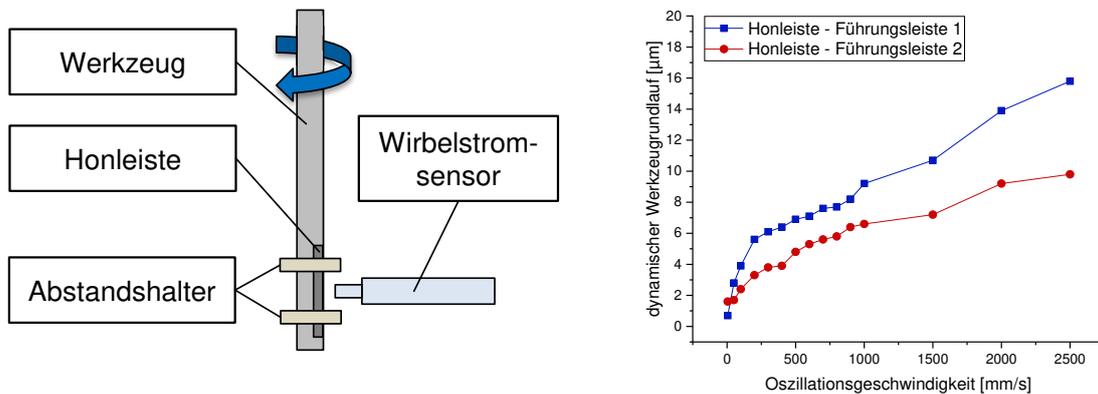


Abbildung 5-7: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Weganregung [KIGrBä2019]

Neben den experimentellen Untersuchungen wurde eine dynamische Belastungssimulation zur Ermittlung der Werkzeuganregung durchgeführt. Basierend auf den vorhandenen CAD-Daten stellt das Hydrodehnspannfutter, wie in Abbildung 5-8 dargestellt, die Fixierung des Honwerkzeuges innerhalb der Simulationsanalyse dar. Der Grundkörper des Honwerkzeuges ist mit dem Werkzeugschaft verbunden, der wiederum die Hon- und Führungsleisten aufnimmt. Hierbei handelt es sich um idealsteife Verbindungen. Die Hon- und Führungsleisten befinden sich somit analog zum obigen Fall kräftefrei, also ohne Kontakt zum Bauteil. Der Grund hierfür liegt in der Annahme, dass die zu betrachtende Systemgrenze zwischen Leisten und Bauteil liegt. Zusätzlich wurden entsprechende Materialkennwerte, die die Werkzeugsteifigkeit und Werkzeugdämpfung abbilden, innerhalb der dynamischen Belastungssimulation implementiert und ausgewählt. Analog zum experimentellen Fall stellt die Rotationsgeschwindigkeit im Intervall von 0 min^{-1} bis 2500 min^{-1} die Anregung des Werkzeugsystems dar. Resultierend soll wiederum die Werkzeugverschiebung, die mit der Weganregung gleichzusetzen ist, als Ausgangsgröße der Simulation analysiert werden. Die Simulationsanalyse zeigt in Abbildung 5-8 unterschiedliche Betrachtungsfälle, die verschiedene

Grundzustände des Werkzeuges abbilden. Der Grundzustand bildet somit den fertigungsspezifischen Rundlauffehler ab, der im Folgenden von $10\ \mu\text{m}$ bis $70\ \mu\text{m}$ ange­setzt wurde. Die Auswahl dieser Werte erfolgte auf Basis der statischen Rundlauffehler der eingesetzten Honwerkzeuge. Die Darstellung der fertigungsspezifischen Abwei­chungen wurde innerhalb der Simulation durch die Konstruktion des Werkzeugschaf­tes mit zwei entgegengesetzten Splines umgesetzt. Hierdurch konnte zusätzlich eine präzise Auswertung der Verschiebungsergebnisse erfolgen. Die x -Achse bezeichnet die implementierte Rotationskomponente, die am Hydrodehnspannfutter angreift und somit auch den Werkzeugschaft mit Hon- und Führungsleiste rotieren lässt. Die Er­gebnisse der Simulationen lassen sich anhand der y -Achse für den entsprechenden Fall in Form der Werkzeugverschiebung ablesen. Die hierbei durchgeführte Analyse zeigt eine anwachsende Kurve mit Erhöhung der Rotationskomponente für jeden Aus­gangszustand. Beispielsweise ist für die ausgewählte Drehzahl von $2500\ \text{min}^{-1}$ eine zusätzliche Verschiebung von $0,85\ \mu\text{m}$ bis $1,5\ \mu\text{m}$ ersichtlich. In diesem Grenzfall liegt der Rotationseinfluss im Vergleich zum statischen Rundlauffehler unter 10%. Mit Re­duzierung der Drehzahl verkleinert sich dieser Wert weiter und es lässt sich folgern, dass der Rotationseinfluss im Vergleich zum statischen Rundlauffehler vernachlässig­bar klein ist.

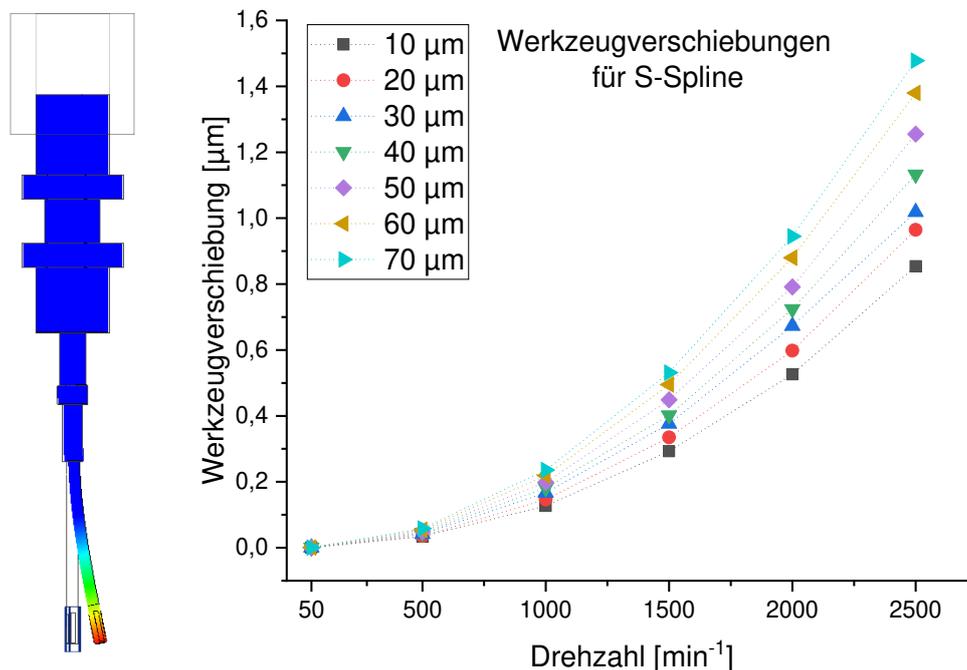


Abbildung 5-8: dynamische Belastungsanalyse des Werkzeugkörpers

An dieser Stelle soll zusammenfassend auf den Vergleich der experimentellen Unter­suchungen mit der dynamischen Simulationsanalyse eingegangen werden. Durch beide Betrachtungen kann eine Bestimmung der Weganregung, die eine wichtige In­putgröße im folgenden Kapitel 6 in Bezug auf die Simulation der Prozessdynamik dar­

stellt, erfolgen. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass der Rotationseinfluss aufgrund der Dynamik im Bereich von $6 \mu m$ und $14 \mu m$ liegt. Demgegenüber stehen die Ergebnisse der Belastungsanalyse, die den Rotationseinfluss lediglich von einem Zehntel mit Bezug auf den Grundzustand darlegt. Infolgedessen soll die Implementierung der Weganregung im Weiteren auf den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen erfolgen.

5.4.2 Experimentelle und theoretische Modellparameter

Wichtige Prozessparameter wie die Rotations- und Oszillationskomponente sowie die im Honprozess auftretende Axialkraft konnten durch experimentelle Untersuchungen charakterisiert werden und stellen zeitabhängige Inputgrößen dar. Neben diesen Kenngrößen stehen in diesem Kapitel weitere experimentelle Modellparameter, die als konstante Inputgrößen in die Simulation implementiert werden, im Fokus. Hierzu gehören die Massen der einzelnen Vorrichtungskomponenten sowie die Feder- und Dämpferkonstanten, die in der theoretischen Modellbildung aufgeführt sind. Bezugnehmend auf das vorherige Kapitel 5.4.1 ist die Bestimmung zur Masse der Vorrichtungskomponenten zur Implementierung der resultierenden Axialkraft notwendig. Diese Bestimmung erfolgt mit einer Präzisionswaage; die Gravitationsfeldstärke wird mit dem Wert von $9,814 N/kg$ eingebunden.

Die Federkonstanten c_{ik} und c_{ak} beschreiben die Steifigkeiten des inneren bzw. äußeren Kardansystems. Das innere System bezeichnet die Werkstückaufnahme. Die Führungsstifte des Kardansystems bilden basierend auf dem Aufbau der kardanischen Vorrichtung die Übergangsschnittstellen der einzelnen Vorrichtungskomponenten. Die hierbei vorliegende Spielpassung soll zur Ermittlung der angenommenen Steifigkeit im Kardansystem herangezogen werden. Bei einer angenommenen Axialkraft von $\pm 50 N$ und den gegebenen geometrischen Verhältnissen lässt sich eine Federkonstante von $2273 N/mm$ für c_{ik} und c_{ak} ermittelt. Mithilfe eines weiteren Versuchsaufbaus, bestehend aus dem eingespannten Honwerkzeug, einer Federwaage und einer Messuhr, lässt sich die Werkzeugsteifigkeit ermitteln. Das Honwerkzeug wird über die Federwaage, welche im unteren Bereich der Honleiste positioniert ist, radial ausgelenkt. Die resultierende Auslenkung, die als absolute Längenänderung zu verstehen ist, wird unter der aufgebrachten Kraft zur Ermittlung der Werkzeugsteifigkeit verwendet. Die folgende Tabelle 5-6 beinhaltet die Versuchsergebnisse unter Betrachtung der aufgebrachten Kraft, der resultierenden Auslenkung und der daraus berechneten Federkonstanten. Unter Vernachlässigung der ersten beiden Kraftwerte lässt sich ein linearer Zusammenhang ableiten. In der nachfolgenden Simulation wird die Steifigkeit des Werkzeuges mit der Federkonstanten c_w von $41 N/mm$ implementiert.

Tabelle 5-6: Kennwerte zur Analyse der Werkzeugsteifigkeit

Kraft [N]	Auslenkung [μm]	Federkonstante [N/mm]
1	40	25
2	60	33,34
3	80	37,5
4	100	40
5	120	41,67
6	140	42,86

Auf die Ermittlung der geschwindigkeitsabhängigen Werkzeugdämpfung d_w soll an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden. Diese Modellgröße wird innerhalb der Simulation durch einen Abgleich mit den experimentellen Ergebnissen ermittelt und somit im späteren Verlauf näher beschrieben.

5.5 Beschreibung der Modellparameter zum Aufbau der Reibmodelle

5.5.1 Reibprüfung und Messtechnik

Dieses Kapitel beinhaltet die Beschreibung eines Reibprüfstandes und dessen Messtechnik zur Bestimmung von Reibungskoeffizienten, die im Zuge der implementierten Reibmodelle von Bedeutung sind. Zur Berechnung dieser Reibwerte ist eine prozessnahe Aufzeichnung der Prozesskräfte notwendig. Diese erfolgt mithilfe eines 3-Komponenten-Werkzeughalter-Dynamometers der Firma Kistler, Typ 9121, dessen Messdaten mit dem Genesis 2i der Firma HBM aufgenommen werden. Der Kraftsensor wird hierbei mittig auf einer Fräsmaschine fixiert. Gleichzeitig wird ein Stahlblock mit den Maßen $150\text{ mm} \times 55\text{ mm} \times 55\text{ mm}$ in den Werkzeughalter des Kraftsensors eingespannt. Dieser Block besitzt in Längsrichtung eine Nut mit dem Radius von 4 mm in Analogie zu den Lagerschalen der kardanischen Versuchsvorrichtung. Zusätzlich wird ein modifizierter Führungsstift, der zur Fixierung über einen zusätzlich angebrachten Haltestift verfügt, mittig über der Lagerschale positioniert. Durch diesen Aufbau ist eine Zustellung in z-Richtung und eine oszillierende Bewegung in x-Richtung umsetzbar. Die in y-Richtung wirkende Komponente soll durch eine exakte Ausrichtung konstant gehalten werden. Mittels des Kraftsensors kann diese Ausrichtung durch Betrachtung der Vertikalkraft kontrolliert und gegebenenfalls nachjustiert werden.

Die folgende Abbildung 5-9 zeigt den Versuchsaufbau sowie deren Kinematik. Die Ermittlung des Reibungskoeffizienten erfolgt hierbei über die Analyse der Normal- und Oszillationskraft. Der Koeffizient wird nach folgender Formel bestimmt:

$$\mu_{\text{Passstift}} = F_O / F_N \quad (5.34)$$

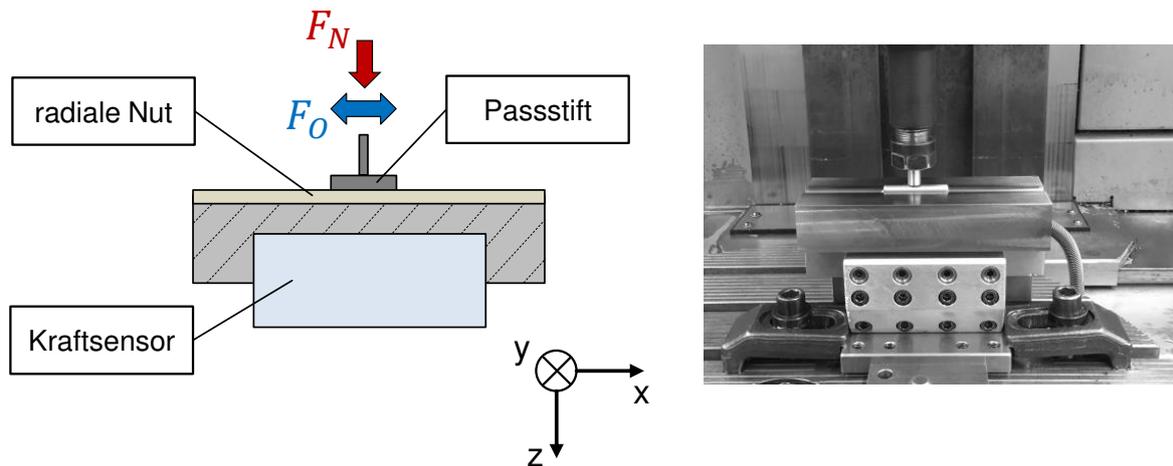


Abbildung 5-9: Reibprüfstand zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten

5.5.2 Versuchsablauf und Reibwertbestimmung

Zur Durchführung der Versuche wurde ein separates Ablaufprogramm auf der Fräsmaschine angelegt, welches die Kinematik basierend auf den eingestellten Parametern ausführt. Hierbei wurde die Zustellung in z -Richtung im Bereich von ein bis vier Mikrometern nach Antasten variiert und die Oszillationsgeschwindigkeit von 200 mm/min bis 800 mm/min gesteigert. Je nach Zustellung stellt sich eine resultierende Normalkraft, die die Axialkraft im Honprozess widerspiegelt, ein. Die folgende Versuchsreihe soll hierbei so ausgelegt werden, dass im Zuge der höchsten Zustellung eine Normalkraft von etwa 100 N erreicht wird. Hierdurch kann sichergestellt werden, dass die Belastung mit der im Honprozess vergleichbar ist und der Fall von einer Axialkraft mit 50 N prozesssicher abgebildet wird. Zusätzlich wurde analog zu den Honversuchen ein Honöl zur Schmierung der Kontaktstellen eingesetzt. Neben den resultierenden Reibungskoeffizienten zeigt die Abbildung 5-10 exemplarisch die Kraftverläufe aller drei Kraftkomponenten für die Parameterstufe von drei Mikrometern Zustellung und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 800 mm/min . Durch die exakte Ausrichtung des Führungsstiftes zur längseingebrachten Nut ist über alle Versuche eine konstante Vertikalkraft sichergestellt. Der Mittelwert der Vertikalkraft weist hierbei bezogen auf die einzelnen Zustellstufen eine Abweichung von kleiner ein Newton auf. Dagegen steigt die resultierende Normalkraft mit steigender Zustellung annähernd linear an. Bei einer eingestellten Zustellung von einem Mikrometer liegt bei dieser Stufe ein Mittelwert von

24 N vor; gefolgt von 48 N bei einer Zustellung von zwei Mikrometern. Im dargestellten Fall (Zustellung: 3 μm) stellt sich eine Normalkraft von 75 N ein. Der Verlauf der Normalkraft weist hierbei keinen exakt konstanten Wert auf, sondern schwankt in den fertigungstechnischen Herstellungsgrenzen der eingebrachten Nut. Die letzte Zustellstufe von vier Mikrometern resultiert in einer Normalkraft von 88 N. Sobald der Führungsstift mit der vorgegebenen Zustellung anliegt, startet die Oszillationsbewegung in Längsrichtung. Der Verlauf der Oszillationskraft zeigt hierbei die erwartete Richtungsabhängigkeit sowie einen charakteristischen Peak in den jeweiligen Umkehrpunkten. Dieser Peak lässt auf den Übergang zwischen Haften und Gleiten schließen. Im vorliegenden Fall schwankt die Oszillationskraft je nach Bewegungsrichtung zwischen ± 15 N. Neben den Kraftverläufen zeigt die Abbildung 5-10 die berechneten Reibungskoeffizienten für die eingestellten Parameterwerte. Hierbei ist auffällig, dass sich ab einer Zustellung von zwei Mikrometern ein konstanter Reibkoeffizient von ungefähr 0,15 einstellt. Gleichzeitig nimmt die Abweichung durch den zusätzlichen Zustellschritt bedeutsam ab. Basierend auf diesen Versuchsergebnissen wird in der Simulation ein Reibkoeffizient von 0,15 als Gleitkoeffizient implementiert. Infolgedessen wird der Haftkoeffizient auf 0,20 gesetzt. Dieser Wert ist auch innerhalb aller dargestellten Reibmodelle zulässig, da diese auf dem Coulombschen Reibwert basieren.

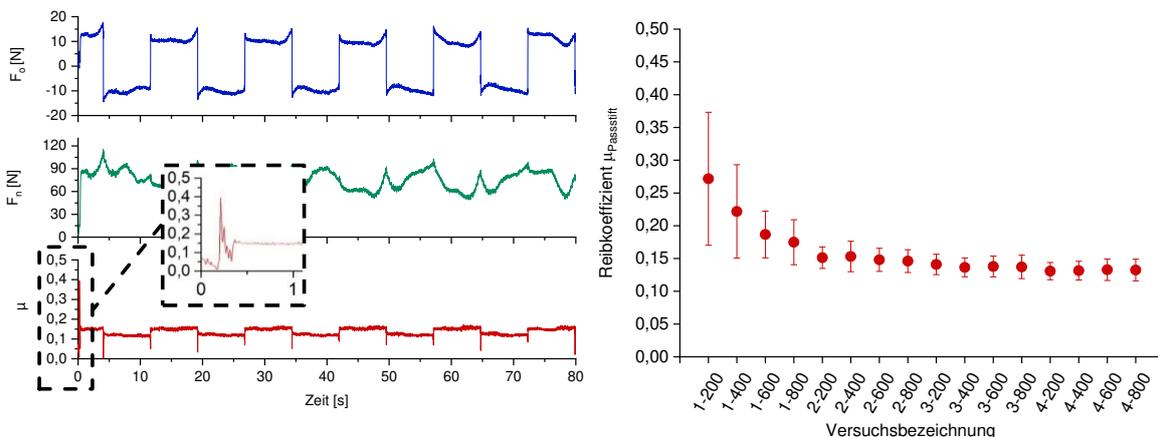


Abbildung 5-10: Versuchsergebnisse Reibprüfstand

5.5.3 Theoretische und weitere Modellparameter der Reibmodelle

Ein weiterer wichtiger Teil zum Aufbau der Simulationsanalyse stellt die Beschreibung der theoretischen Modellparameter der Reibmodelle dar. Hierzu soll ein Bezug zum Kapitel 2.3 „Grundlagen zur Modellierung von Reibung“ erfolgen. Zugleich werden weitere offene Modellparameter behandelt, die zwar eine untergeordnete Rolle einnehmen, aber dennoch im Simulationsaufbau implementiert werden müssen. Bei der Betrachtung der dargestellten statischen und dynamischen Reibmodelle beinhalten diese modellübergreifende als auch modellspezifische Parameter. Das Coulombsche Reibmodell erfordert die einfache Implementierung des Reibungskoeffizienten. Die Erwei-

terung um den viskosen Anteil erfordert die Kenntnis des entsprechenden dynamischen Viskositätskoeffizienten η . Basierend auf den Honversuchen und den obigen Reibwertbetrachtungen leitet sich dieser vom verwendeten Honöl ab und stellt somit innerhalb der Simulation einen konstanten Parameter dar. Die kinematische Viskosität wird laut Herstellerangaben im Fall von Kadiol 50 bei 40°C mit $5\text{ mm}^2/\text{s}$ nach DIN ISO 3014 angegeben. Nach entsprechender Umrechnung wird dieser Wert in die Simulation aufgenommen. Im Fall des Stribeck-Modells spielen zwei weitere Parameter zur Beschreibung der Reibeffekte eine Rolle. Wie bereits in Kapitel 2.3 erläutert, beschreibt der Stribeck-Formfaktor δ den Exponentialverlauf der Stribeck-Kurve und somit den Übergang zum Coulombschen Reibungsanteil. Nach [Stam2011] wird dieser typischerweise im Intervall von $[-2, 2]$ gewählt. Im Zuge der Voruntersuchungen soll im Folgenden ein Stribeck-Formfaktor von $\delta = 2$ implementiert werden. Basierend auf den Untersuchungen von [Rude2012] sollte ein passender Wert der Stribeck-Geschwindigkeit in Bezug zur existierenden Relativgeschwindigkeit gewählt werden. Durch die Parameteridentifikation in Kapitel 2.3 wird hierzu ein Geschwindigkeitswert von $v_s = 0,01\text{ m/s}$ implementiert. Die Fortführung des LuGre-Reibmodells erfordert die Untersuchung der theoretischen Modellparameter σ_0 , σ_1 und σ_2 . Diese drei Parameter beschreiben nach Gleichung (2.17) die Reibkraft im LuGre-Modell durch die Einführung des internen Zustands bzw. der Deformationsvariable z , wodurch die Deformation und die Dämpfung der elastischen Borsten sowie die viskose Dämpfung des Schmierfilms beschrieben werden. Nach [KrKe2013] sollte der Parameter σ_0 im Intervall $[10^2, 10^5]\text{ [N/m]}$ liegen. In dieser Arbeit wurde dieser Wert auf $\sigma_0 = 1000\text{ N/m}$ festgelegt. Hieraus lässt sich nach Gleichung (2.21) der Parameterwert σ_1 ermitteln. Eine Berechnung wird direkt in der Simulation durchgeführt. Der Parameter σ_2 charakterisiert den viskosen Anteil der Reibung, welcher als konstanter Wert von $0,4\text{ Ns/m}$ implementiert wird. [CaOIAsLi1995]

6 Simulationsanalyse der Prozessdynamik

6.1 Eignung unterschiedlicher Reibmodelle

Die hinreichend genaue Erfassung der Wechselwirkungen im Werkzeug-Vorrichtungssystem ist für die Simulationsanalyse als auch für die anschließende experimentelle Beurteilung der Dynamik des Honprozesses von entscheidender Bedeutung. Die Untersuchung unterschiedlicher Reibmodelle in Kapitel 2.3.3 zeigt bereits die Vorgehensweise am Modellbeispiel eines Feder-Dämpfer-Systems. Ausgehend von der aufgestellten Differentialgleichung dieses Beispiels wurde ein Matlab®/Simulink Modell zur Beschreibung des Stick-Slip-Verhaltens aufgebaut und dargelegt werden. Die Schwierigkeit lag hierbei in der Implementierung der Reibmodelle sowie in der Wahl des passenden Solvers und dessen Einstellungen. Als Eingangsgröße wurde eine angreifende Geschwindigkeit gewählt, die die Anregung der Masse darstellt. Die Position, im speziellen Fall die Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme, stellt in der folgenden Simulationsanalyse ebenfalls eine wichtige Ausgangs- und damit eine Vergleichsgröße dar. Die Komplexität der Eingangsgrößen ist hierbei um ein vielfaches höher, da die Implementierung der Prozessparameter um die Kinematik des Honprozesses erweitert wurden. Die Wechselwirkungen dieser Prozessparameter wurden in Kapitel 5.4.1 beschrieben. Auf die resultierende Implementierung im Matlab®/Simulink Modell soll im folgenden Kapitel separat eingegangen werden. Nach erfolgreicher Implementierung der Eingangsgrößen steht die Umsetzung der in Kapitel 5 dargelegten Modellbildung zur Beschreibung der Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme als Grundlage der Simulationsanalyse im Fokus. Eine Aufteilung bezüglich der Modellierung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen ist ebenfalls erforderlich. Die Ergebnisse des Modellbeispiels zeigen, dass eine Analyse basierend auf dem Reibmodell nach Karnopp zielversprechend erscheint. Zusätzlich soll die Eignung des Stribeck-Reibmodells aufgezeigt werden. Ferner findet ein direkter Vergleich beider Reibmodelle statt, um die Komplexität des Stick-Slip-Verhaltens bezogen auf die kardanische Vorrichtung darzustellen.

6.2 Implementierung der Prozessgrößen und Beschreibung des Simulationsaufbaus

Die Implementierung der Prozessgrößen stellt den ersten Schritt des Simulationsaufbaus dar. Dieser soll eine Auswahl der in Tabelle 4-5 dargestellten Parameterstufen beinhalten. Hierzu kann mittels eines Einstellparameters die entsprechende Stufe ausgewählt werden. Die folgende Abbildung 6-1 zeigt schematisch den Simulationsaufbau und die Funktionsweise der Stufenauswahl. Der Funktionsablauf ist von links nach rechts zu verstehen. Im Matlabskript wird mittels der Variable „Parameterstufe“ die entsprechende Stufe ausgewählt. Hierdurch findet der Zugriff auf die zuvor implementierten und im späteren Verlauf dargestellten Eingangsgrößen im ersten Subblock statt. Zu den Eingangsgrößen gehören die Weganregung, die zeitliche Ableitung der Weganregung, die resultierende Axialkraft sowie die Hublage. Alle Eingangsgrößen

Subblock bildet die Implementierung der Hublage, also der Werkzeugposition. Da diese Größe nur als Referenzgröße innerhalb der Simulation fungiert, wird in diesem Block parallel das Signal der resultierenden Axialkraft aufgebaut. Je nach Bewegungsrichtung des Werkzeuges wechselt die Axialkraft das Vorzeichen. Gleichzeitig wird beim Aufbau der resultierenden Axialkraft die Gewichtskraft der Werkstückaufnahme und des Bauteils berücksichtigt. Die folgende Abbildung 6-2 zeigt die Inputgrößen der ersten Parameterstufe.

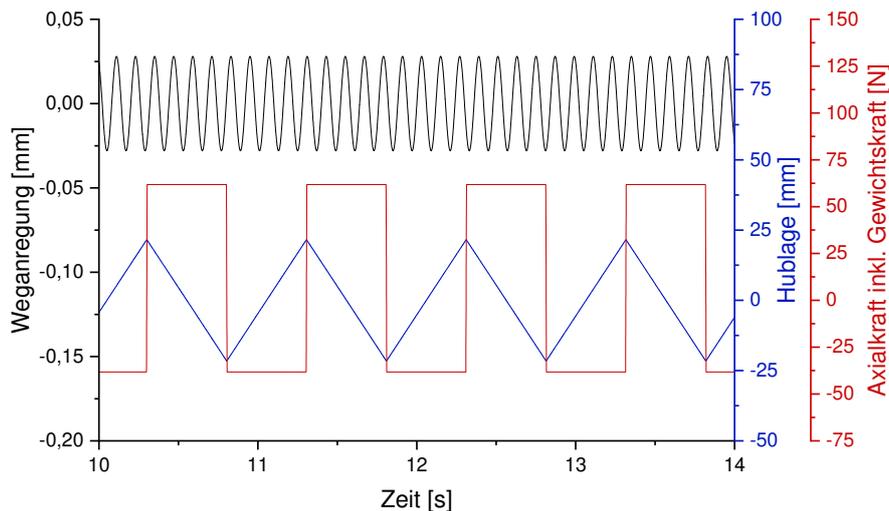


Abbildung 6-2: Eingangsgößen für die Parameterstufe: $v_t=500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=86 \text{ mm/s}$

Die Weganregung stellt eine harmonische Sinusschwingung mit fester Periodendauer und Amplitude dar. Die Periodendauer entspricht der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} . Es lässt sich hieraus eine Frequenz von $8,33 \text{ Hz}$ berechnen. Die Amplitude repräsentiert den Werkzeuggrundlauffehler basierend auf den experimentellen Ergebnissen aus Kapitel 5.4. Diese setzt sich aus dem quasistatischen Rundlauffehler des Werkzeuges und dem dynamischen Anteil zusammen. Die Implementierung der Hublage und der resultierenden Axialkraft erfordert eine signalübergreifende Betrachtung. Wie bereits erläutert, findet ein Vorzeichenwechsel des Axialkraftsignals in Abhängigkeit mit der Bewegungsrichtung des Werkzeuges statt. Im vorliegenden Fall resultieren die Hubabwärtsbewegung in einer positiven Axialkraft und die Hubaufwärtsbewegung in einer negativen Kraft. Diese Konvention entspricht auch der aus den vorherigen Kapiteln. Dieser Wechsel der Kraftkomponente wird durch eine sehr steile Flanke in den jeweiligen Umkehrpunkten implementiert. Die asymmetrische Ausrichtung der Axialkraft ist der konstant wirkenden Gewichtskraft geschuldet. Die Hublänge lässt sich aus der vorliegenden Honleistenlänge und dem eingestellten Überlauf bestimmen. Es ergibt sich eine Hublänge von $43,33 \text{ mm}$ bei einer Bohrungslänge von 50 mm , einer Honleistenlänge von 20 mm und einem eingestellten Überlauf von ein Drittel. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Spindelträgheit für die Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s noch eine untergeordnete Rolle spielt. Aus diesem Grund kann die Richtungsumsteuerung als ideal angesehen werden. Hieraus ergibt sich eine Periodendauer von $1,005 \text{ s}$. Die zweite Parameterstufe mit der Drehzahl von

1000 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 172 mm/s beinhaltet analoge Signalverläufe im Vergleich zur ersten Stufe. Die Weganregung zeigt eine harmonische Sinusschwingung mit einer Frequenz von 16,66 Hz und für die Periodendauer der Hublage lässt sich der Wert von 0,053 s ermitteln. Die experimentellen Versuche aus Kapitel 5.4 zeigen, dass bei einer Oszillationsgeschwindigkeit von 258 mm/s und entsprechender Drehzahl der Einfluss der Spindelträgheit zunimmt und nicht mehr vernachlässigt werden darf. Die in den Experimenten erkennbaren Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen der Spindel resultieren bezüglich der Implementierung in einer Änderung der Signalform. Die Hublage wird vereinfacht als Sinussignal mit entsprechender Frequenz aufgebaut. Wie in den beiden vorherigen Stufen findet in den Umkehrpunkten der Richtungswechsel der Axialkraftkomponente statt. Im Maximum und Minimum der Hublage liegt eine Axialkraft von 0 N vor. Dieser Sachverhalt ist in Abbildung 6-3 (links) abgebildet. Mit steigender Oszillationsgeschwindigkeit muss neben der Signalform der Hublage auch die Signalform der resultierenden Axialkraft angepasst werden. Das Signal der Hublage als auch von der Axialkraft werden für die beiden letzten Parameterstufen als Sinusschwingungen implementiert, die die bekannten Charakteristika abbilden. Die Abbildung 6-3 (rechts) zeigt exemplarisch die Stufe mit der Drehzahl von 2000 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 344 mm/s . Für die Drehzahlen 2000 min^{-1} und 2500 min^{-1} ergeben sich Frequenzen von 33,33 Hz und 41,66 Hz .

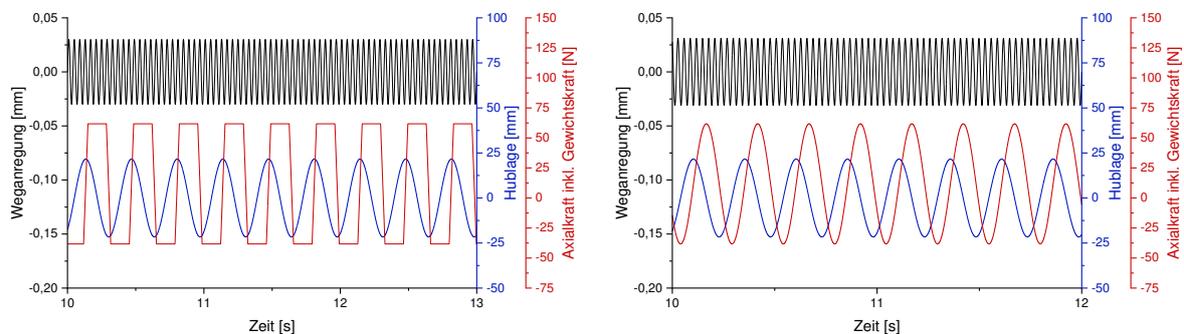


Abbildung 6-3: Eingangsgrößen für die höheren Parameterstufen

6.3 Simulationsanalyse durch direkten Vergleich der Reibmodelle für den translatorischen Fall

Mit der Beschreibung der Eingangsgrößen und des Simulationsaufbaus beinhaltet dieses Kapitel die Simulationsanalyse für den translatorischen Fall mit Fokus auf den Reibmodellen nach Stribeck und Karnopp. Hierzu soll zunächst ein direkter Vergleich der Position, also der Ausgleichbewegung der kardanischen Werkstückaufnahme durch die Anwendung beider Reibmodelle erfolgen. Auf die Darstellung der übrigen Modelle wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Die Analyse beinhaltet zudem die Betrachtung der unterschiedlichen Reib- und Kräfteverhältnisse in Abhängigkeit zu den Eingangsgrößen.

Die folgende Abbildung 6-4 beinhaltet die Simulationsergebnisse der ersten Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s . Als Übersicht soll das Zeitfenster von 15 bis 25 Sekunden betrachtet werden. In der späteren Detailbetrachtung wird dieser Zeitabschnitt weiter verkleinert, um die Zusammenhänge zwischen den Signalgrößen besser darzustellen. Die Hublage als auch die resultierende Axialkraft dienen hierbei als Bezugsgrößen zur Unterscheidung der Hubaufwärts bzw. Hubabwärtsbewegung. Die vertikalen Cursors verdeutlichen diese Punkte. Gleichzeitig charakterisiert die Abbildung die gesuchte Position der Werkstückaufnahme bezüglich des Stribeck- und Karnopp-Reibmodells. Die beiden Positionssignale zeigen einen periodischen Verlauf bezüglich der Weganregung und der implementierten Hublage. Hierzu wurde eine FFT durchgeführt und mit der Frequenz der Weganregung von $8,33 \text{ Hz}$ verglichen. Das Positionssignal nach Stribeck weist in der Hubabwärtsbewegung eine geringfügig kleinere Amplitude auf als in der Hubaufwärtsbewegung. Die Spannbreite liegt hierbei bei etwa $45 \mu\text{m}$. Im Vergleich beträgt die Spannbreite des Positionssignals nach Karnopp einen Wert von etwa $35 \mu\text{m}$, welcher in der Hubaufwärtsbewegung vorliegt. Dagegen nimmt die Amplitude des Positionssignals in der Hubabwärtsbewegung stark ab und liegt unter $10 \mu\text{m}$. Ohne bereits an dieser Stelle auf die experimentellen Ergebnisse einzugehen, ist der charakteristische Signalverlauf nach Karnopp im Vergleich zum Verlauf nach Stribeck ersichtlicher. Da die resultierende Axialkraft aufgrund der Gewichtskraft in der Hubabwärtsbewegung betragsmäßig größer ist als in der Hubaufwärtsbewegung, muss dieser Sachverhalt einen größeren Einfluss ausüben. Um dies jedoch weiter auszuführen, werden weitere Ausgangsgrößen der Simulation analysiert und zur Korrelation zum Positionssignal gesetzt. An dieser Stelle lässt dies die Vermutung zu, dass die kardanische Vorrichtung aufgrund der größeren Axialkraft einer gleichmäßigen Ausgleichbewegung gehemmt wird.

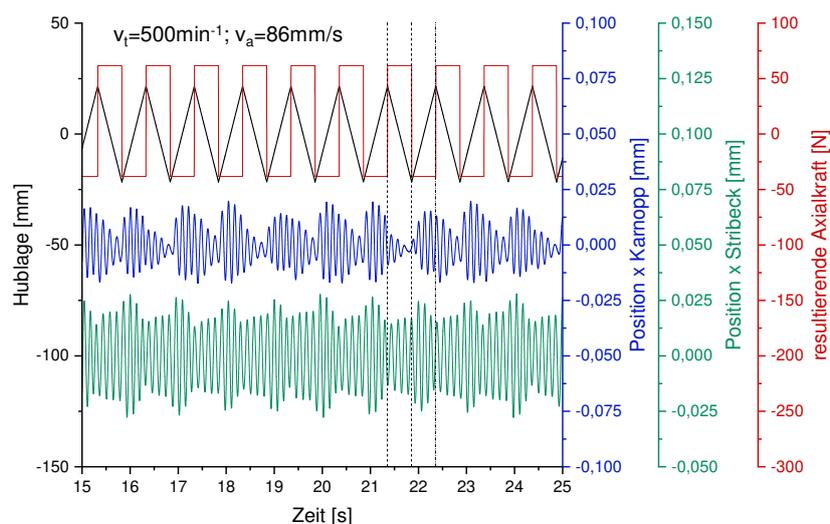


Abbildung 6-4: Positionsanalyse nach Stribeck und Karnopp

Die oben aufgeführte Axialkraft besitzt basierend auf den Grundlagen der Reibmodelle einen direkten Einfluss auf die resultierende Reibkraft. Gleichzeitig wirkt diese den in

Kapitel 5.2 aufgeführten Differentialgleichungen der eigentlichen Bewegung entgegen. Die folgende Abbildung 6-5 (links) zeigt die simulierte Reibkraft überlagert mit der Hubbewegung für den Fall des Karnopp-Modells. Analog zur Axialkraft ist diese betragsmäßig in der Hubabwärtsbewegung größer als in der Hubaufwärtsbewegung. Gleichzeitig schwankt diese zusätzlich innerhalb einer Richtungsbewegung zwischen ihrem betragsmäßig maximalen Wert und Null. Der Grund hierfür liegt in den unterschiedlichen Haftzuständen, die durch die Weganregung initiiert und in den Zustandsabfragen der Simulation verarbeitet werden. Wird die Reibkraft mit der Weganregung in Korrelation gesetzt, findet dieser Wechsel der Reibkraft alle $\pi/2$ bzw. alle 90° statt. Das dargestellte Positionssignal wird im vorliegenden Fall mit der Federkraft der Werkstückaufnahme überlagert, um dessen Zusammenhang zu erläutern. Wie in der Differentialgleichung modelliert, setzt sich die Federrückstellkraft der Werkstückaufnahme aus der Multiplikation deren Federkonstanten und der aktuellen Position zusammen. Die Korrelation ist aus Abbildung 6-5 (links) ersichtlich. Zusätzlich lässt sich festhalten, dass kein Zusammenhang zwischen Federkraft und Reibkraft vorliegt. Zur weiteren Beschreibung der Simulationsanalyse soll Abbildung 6-5 (rechts) die Feder- als auch die Dämpferkraft des Werkzeuges näher untersuchen. Basierend auf der Modellgleichung stehen beide Größen in Abhängigkeit zur Relativposition bzw. zur Relativgeschwindigkeit. Die Relativposition wird hierbei aus der Weganregung und der aktuellen Position der Werkstückaufnahme berechnet. Die zeitliche Ableitung bildet infolgedessen die Relativgeschwindigkeit. Aus den Signalverläufen ist die Abhängigkeit der Federkraft des Werkzeuges und der Weganregung ersichtlich. Aufgrund der durchgeführten FFT spiegelt dies auch die Korrelation zum Positionssignal der Werkstückaufnahme wider. Die Größenordnungen der resultierenden Position als auch die der Weganregung liegen im ähnlichen Bereich. Resultierend ergibt sich eine simulierte Werkzeugfederkraft von unter $\pm 5 \text{ N}$, wohingegen die Werkzeugdämpferkraft zwischen $\pm 10 \text{ N}$ liegt. Ausschlaggebend für die Simulation dieser ist die Relativgeschwindigkeit selbst als auch die ausgewählte Dämpferkonstante, die dem System als Freiheitsgrad vorliegt. Die Relativgeschwindigkeit setzt sich folglich aus der Rotationsgeschwindigkeit und der Ableitung der Vorrichtungslage zusammen. Die Korrelation beider Signale ist aus den Signalverläufen ersichtlich.

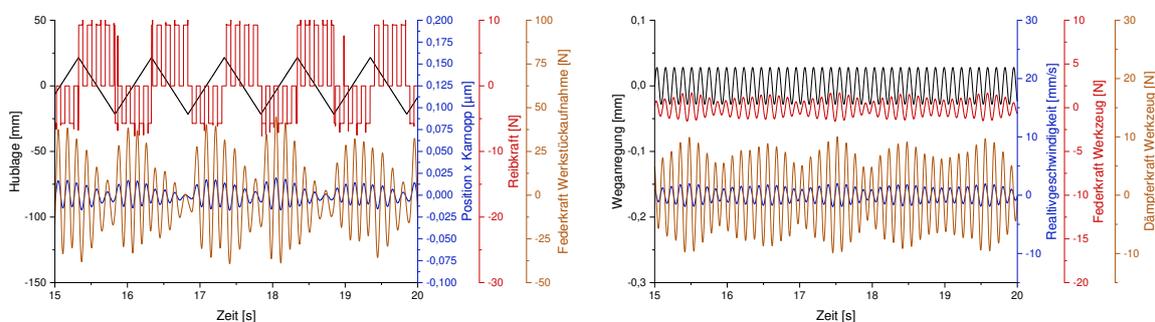


Abbildung 6-5: weitere Analyse des Karnopp-Modells

Neben den dargestellten Ergebnissen bezüglich der Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s

zeigt die folgende Abbildung 6-6 die Simulationsergebnisse der höheren Stufen. Entsprechend der Parameteridentifikation wurden die Eingangsgrößen der Simulation angepasst. Aufgrund der höheren Dynamik nimmt der Rundlauffehler zu, der den Ergebnissen entsprechend der Belastungsanalyse implementiert wurde. Gleichzeitig wird auch die Frequenz der Rotationskomponente für die jeweilige Parameterstufe erhöht. Die Implementierung dieser bleibt als Sinusschwingung analog zur oben betrachteten ersten Stufe bestehen. Dagegen wechselt die Implementierung des Hubsignals von einem Dreiecksignal in ebenfalls eine Sinusschwingung. An dieser Stelle soll jedoch nochmals darauf hingewiesen werden, dass dieses Signal in den experimentellen Versuchen lediglich als eine Art Sinusschwingung zu verstehen ist. Aufgrund der Spindelträgheit weist die Hublage eine Verrundung in den Umkehrpunkten auf. Zwischen den Umkehrpunkten ist dagegen ein Bereich konstanter Beschleunigung zu erkennen.

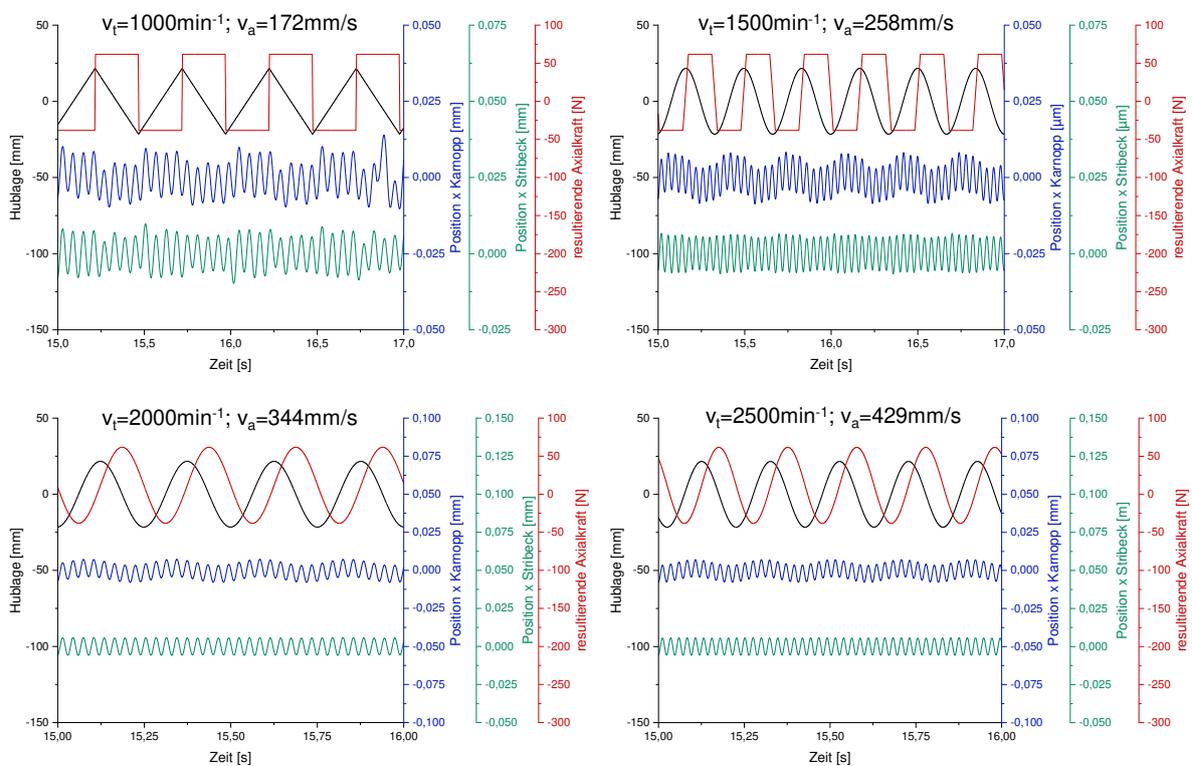


Abbildung 6-6: Positionsanalyse der höheren Parameterstufen

Aus Gründen der Implementierung wurde dieser Signalverlauf in der Simulation jedoch als Sinusschwingung mit entsprechender Frequenz angenommen. Die Axialkraft wurde durch Abstimmung zum Hubsignal angepasst und dementsprechend implementiert. Die Analyse des Positionssignals des Stribeck-Modells zeigt für die untersuchten Stufen keinen direkten Zusammenhang mit der Hublage auf, was wiederum auf die Problematik der Diskontinuität zurückzuführen ist. Einen besseren Ansatz stellt das Karnopp-Modell dar. Ein Frequenzabgleich mittels FFT bestätigt für beide Modelle einen Peak bei 16,66 Hz, 25 Hz, 33,33 Hz und 41,66 Hz, wodurch die Anhängigkeit der Rotationskomponente bestätigt wird. Die Amplitude des Positionssignals fällt mit Er-

höhung der Geschwindigkeitskomponenten entgegen den Erwartungen ab. Zur Beschreibung dieses Sachverhaltes soll im Folgenden eine Differenzierung der Signalverläufe der Reibkräfte betrachtet werden.

Die Analyse der Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s zeigt die einzelnen Wechselwirkungen der in der Modellbildung implementierten Kräfte. Zur Darstellung der Ergebnisse der höheren Parameterstufen soll an dieser Stelle der direkte Vergleich aller Reibkraftverläufe erfolgen. Die Abbildung 6-7 zeigt die einzelnen Reibverläufe des Karnopp-Modells im Zuge der untersuchten Parameterstufen. Die zeitliche Skalierung der x -Achse aller Signalverläufe bezieht sich hierbei auf einen Bereich von zwei Sekunden. Hierdurch ist eine übersichtliche Darstellung gegeben. Folglich verringert sich jedoch die Periodendauer der Verläufe mit steigender Stufe. Die links dargestellte y -Achse beschreibt die Reibkraft für die niedrigste Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s . Dieser Reibkraftverlauf ist somit analog zum Verlauf aus Abbildung 6-5 zu bewerten. Die vier weiteren rechts dargestellten y -Achsen beschreiben die Reibkräfte der übrigen Stufen. Hierbei verhält sich die Parameterstufe mit einer Rotationsgeschwindigkeit von 1000 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 172 mm/s ähnlich zur zuvor betrachteten niedrigsten Stufe. Der Wechsel zwischen den Haft- und Gleitphasen ist erneut erkennbar. Der Unterschied zwischen der positiv und negativ implementierten Axialkraft ist ebenfalls ersichtlich. Die Reibkraft ist hierbei analog zum vorherigen Fall in der Hubabwärtsbewegung betragsmäßig größer als in der Hubaufwärtsbewegung. Dieser Sachverhalt lässt sich bereits an dieser Stelle für alle Parameterstufen festhalten. Aufgrund der höheren Dynamik findet folglich der Wechsel zwischen Haften und Gleiten als auch der Vorzeichenwechsel der Reibkraft in kürzeren Intervallen und somit schneller statt. Die Betrachtung der mittleren Parameterstufe mit einer Rotationsgeschwindigkeit von 1500 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 258 mm/s weist im Verhalten der Reibkraft erste Veränderungen auf. Neben dem bereits dargestellten Vorzeichenwechsel der Reibkraft im Zuge des Richtungswechsels der Hubbewegung lässt sich in diesen Punkten eine Abflachung des Reibkraftverlaufs erkennen. Der Grund hierfür liegt in den Implementierungen der Signalverläufe von Axialkraft und Hubbewegung (vgl.: Kapitel 6.2). In diesem Kapitel wurde auch auf die Implementierung der beiden fehlenden Parameterstufen eingegangen. Für beide Stufen mit einer Rotationsgeschwindigkeit von 2000 min^{-1} bzw. 2500 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 344 mm/s bzw. 429 mm/s wurden die Signale von der Hublage als auch von der Axialkraft durch Sinusschwingungen implementiert, die die bekannten Charakteristika abbilden. Dies hat eine Änderung der Reibkraftsignale im Vergleich zu den vorherigen Stufen zur Folge. Die Wechsel zwischen Haften und Gleiten resultieren durch die Simulation mit dem dynamischen Karnopp-Reibmodell in eine Art umhüllende Sinuskurve. In der resultierenden Reibkraft wird auch eine Ursache für die Abnahme der Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme mit steigender Dynamik gesehen.

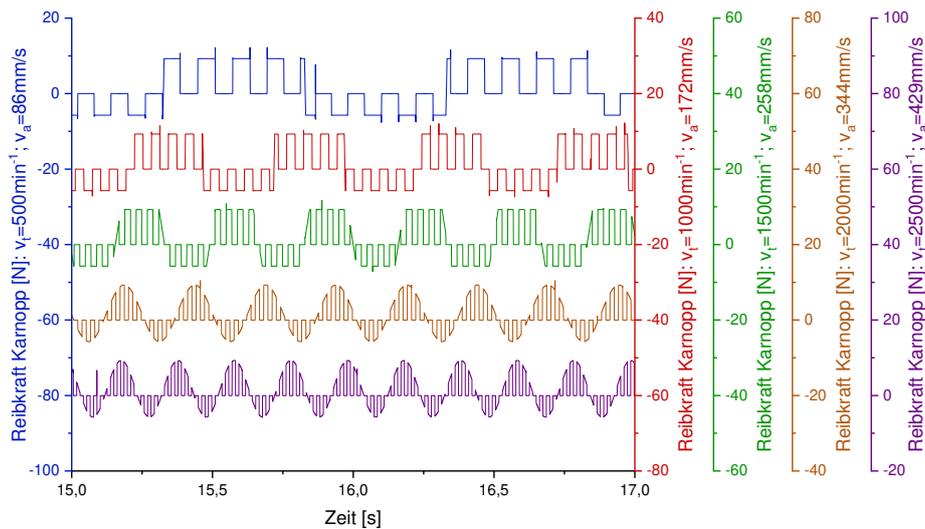


Abbildung 6-7: Vergleich der Reibkräfte (Karnopp-Modell)

6.4 Simulationsanalyse durch direkten Vergleich der Reibmodelle für den angularen Fall

Dieses Kapitel stellt die Simulationsanalyse für die angularen Ausgleichbewegungen der Werkstückaufnahme dar. Der Fokus soll analog zur vorherigen Analyse auf den beiden Reibmodellen nach Stribeck und Karnopp liegen. Der hierbei verwendete Simulationsaufbau beinhaltet die identischen Implementierungen der zuvor dargestellten Eingangsgrößen. Die Reibmodelle wurden zugleich auf die Differentialgleichungen des angularen Falls angepasst. Die entsprechenden Ausgänge wurden ebenfalls neu definiert. Die folgende Abbildung 6-8 zeigt die Simulationsergebnisse der ersten Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s . Als Übersicht wurde erneut das Zeitfenster von 15 bis 25 Sekunden ausgewählt. Hierbei ist ersichtlich, dass der Verlauf der Hublage als auch der resultierenden Axialkraft identisch mit dem der translatorischen Betrachtung ist. Anstelle der translatorischen Positionsbetrachtung soll nun die Analyse der angularen Verkippung für die beiden Reibmodelle erfolgen. Die dargestellten Verkippungssignale nach Stribeck und Karnopp weisen beide einen harmonischen Verlauf auf. Für den Verlauf nach Karnopp lässt sich eine Verkippungsbreite von $0,15^\circ$ ermitteln. Dagegen ist die Verkippungsbreite des Signals nach Stribeck um die Hälfte kleiner. Der ermittelte Wert liegt bei ungefähr $0,07^\circ$. Die in Kapitel 6.3 analysierten Positionssignale weisen eine Korrelation zur implementierten Weganregung und zur Hublage auf. Im vorliegenden Fall wäre eine Korrelation zur Hublage naheliegend. Die Überprüfung dieser zeigt jedoch lediglich für den Fall des Verkippungssignals nach Karnopp eine Bestätigung. Die hierbei ermittelte Periodendauer entspricht die der Hubbewegung. Die Periodendauer des Verkippungssignals nach Stribeck weist dagegen keine Korrelation auf und zeigt die Problematik der Diskontinuität erneut.

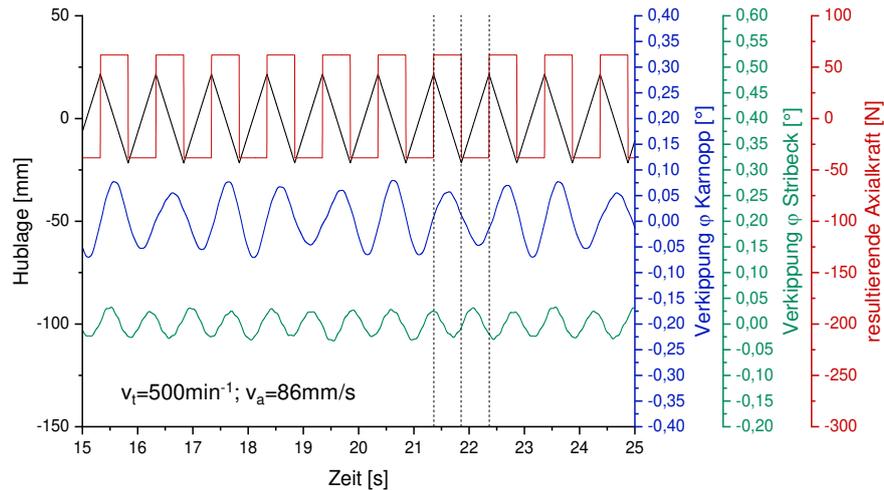


Abbildung 6-8: Verkippanalyse nach Stribeck und Karnopp

Die Analyse der höheren Parameterstufen sind in der folgenden Abbildung 6-9 dargestellt. Analog zum translatorischen Fall wurden die Eingangsgrößen der Simulation auf die höhere Dynamik angepasst. Die hierbei ermittelten Verkipfungsbreiten nehmen im Vergleich zur obigen Betrachtung stark ab. Als Ursache wird erneut der schnellere Wechsel zwischen Haften und Gleiten im Zuge der Reibkraftbetrachtung aufgeführt.

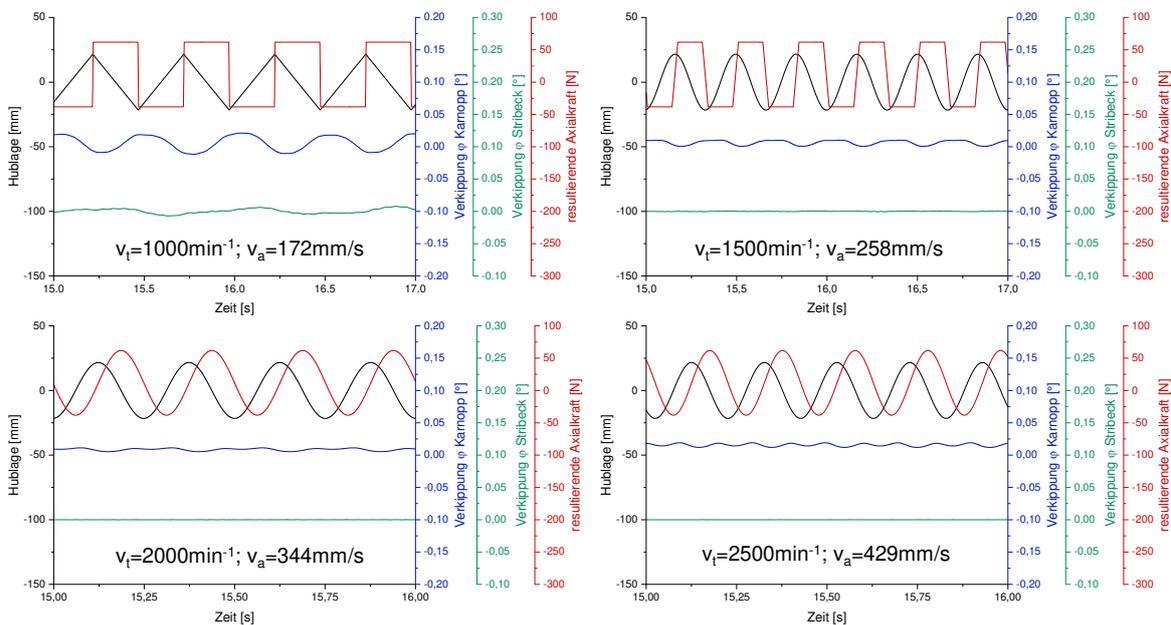


Abbildung 6-9: Verkippanalyse der höheren Parameterstufen

Im Fall des Verkippfungssignals nach Stribeck ist bereits ab der dritten Parameterstufe, welche eine Rotationsgeschwindigkeit von 1500 min^{-1} und eine Oszillationsgeschwindigkeit von 258 mm/s beinhaltet, keine erwähnenswerte Verkipfung mehr zu erkennen. Ein ähnliches Bild weist die Analyse der Verkippfungssignale nach Karnopp auf. Für die höchste Parameterstufe lässt sich jedoch noch eine Verkipfungsbreite von $0,03^\circ$ feststellen.

6.5 Fazit der Simulationsanalyse

Das Kapitel 6 beschreibt den Aufbau und die Analyse der Matlab®/Simulink Simulation basierend auf der in Kapitel 5 dargelegten Modellbildung bezüglich der Freiheitsgrade der kardanischen Werkstückaufnahme. Die Implementierung der Eingangsgrößen stützt sich auf die Vorversuche aus Kapitel 4.1.2. und auf die Beschreibung der Modellparameter. Die wichtigsten Eingangsgrößen in Bezug auf die ausgewählte Parameterstufe stellen hierbei die Weganregung, die zeitliche Ableitung dieser, die resultierende Axialkraft sowie die Hublage dar. Diese Größen werden in die einzelnen Reibmodelle, welche in separaten Subblöcken aufgebaut wurden, geführt. Der Fokus auf der oben dargestellten Analyse lag hierbei auf den beiden Reibmodellen nach Stribeck und Karnopp. Neben der Auswertung der Position bzw. der Verkipfung der Werkstückaufnahme lassen sich die auftretenden Reib-, Feder- und Dämpferkräfte des Kardansystems analysieren. Sowohl für die translatorische als auch für die angulare Simulationsanalyse liefert das Karnopp-Modell bessere Ergebnisse im Vergleich zum Stribeck-Modell. Diese Erkenntnis erfolgt anhand der Korrelation der Positions- bzw. Verkipfungssignale in Bezug auf die Eingangsgrößen. Für den translatorischen Fall lassen sich Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme von ungefähr $35 \mu\text{m}$ unter Anwendung des Karnopp-Modells und der ersten Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s ermitteln. Gleichzeitig ist eine Korrelation zur Hubbewegung bezüglich der Aufwärts- bzw. Abwärtsbewegung ersichtlich. Dieser Sachverhalt wird im folgenden Kapitel bezüglich der experimentellen Analyse erneut aufgeführt. Zusätzlich hierzu wurde die Analyse der einzelnen Kräfte für diese Parameterstufe im Detail dargestellt. Die Simulation der Verkipfung der ersten Stufe resultiert in einer Verkipfungsbreite von $0,15^\circ$ unter Anwendung des Karnopp-Modells. Die Analyse der höheren Parameterstufen spiegelt jedoch sowohl für die translatorische, als auch für die angularen Betrachtungen die Problematik der Diskontinuität wider. Dies wurde durch die grafische Darstellung der Reibkräfte im Vergleich aufgezeigt.

7 Experimentelle Analyse der Prozessdynamik

7.1 Einfluss verschiedener Prozessparameter auf die Prozessdynamik

Neben dem Ansatz der Simulationsanalyse im vorherigen Kapitel 6 soll im Folgenden der Fokus auf der experimentellen Untersuchung der Prozessdynamik liegen. Basierend auf den Voruntersuchungen zur Darstellung der Prozessgrenzen und den theoretischen Überlegungen in Kapitel 4.1.2 bzw. in Kapitel 4.2.1 konnte eine experimentelle Versuchsvorrichtung abgeleitet und konstruiert werden, welche die hochauflösende Analyse der vier Freiheitsgrade der zu untersuchenden kardanischen Werkstückaufnahme zulässt. Durch Betrachtung der bereits dargelegten Zusammenhänge konnten erste Ansätze bezüglich dem Einfluss verschiedener Prozessparameter auf die Prozessdynamik beschrieben werden. Mithilfe der experimentellen Analyse sollen diese Zusammenhänge bestätigt und gleichzeitig erweitert werden. Das Kapitel 4.3 beschreibt die methodische Darstellung der Versuchsdurchführung, welche innerhalb dieses Kapitels Anwendung findet. Neben dem Versuchsablauf und der Beschreibung von Randbedingungen werden die bereits verwendeten Parameterstufen im Zuge der experimentellen Analyse erneut dargelegt. Der Versuchsablauf bezieht sich hierbei auf die unterschiedlichen Möglichkeiten bezüglich des Aufbaus der Versuchsvorrichtung mit Positionierung der beiden Wirbelstromsensoren. Die Randbedingungen sollen innerhalb aller experimentellen Untersuchungen annähernd konstant gehalten werden. Neben konstanten Maschineneinstellungen bezieht sich dieser Punkt auf den Vorbearbeitungszustand der zu honenden Bauteile. Wie bereits dargelegt, werden diese mit einem Vorhonwerkzeug vorgehont und im Anschluss vermessen, um die honspezifischen Qualitätskennwerte zu beurteilen. Eine gesonderte Bewertung der Qualitätskennwerte soll innerhalb der experimentellen Analyse nicht erfolgen. Der Fokus liegt, wie bereits erläutert, auf der Analyse der Prozessdynamik. Parallel zu der Simulationsanalyse sollen die Ergebnisse der folgenden Kapitel die Darstellung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme in grafischer Form beinhalten. Zusätzlich hierzu konnte der Einfluss der Honleistenposition gesondert betrachtet und analysiert werden. Finalisiert wird das Kapitel mit einer Aufbereitung der Messdaten in Form einer Sequenzvisualisierung basierend auf einer Videoanalyse. Hierzu werden gesonderte Punkte ausgewählt und dargestellt.

Das Ziel der vorliegenden Untersuchung stellt die Analyse der Prozessdynamik bezüglich der vier Freiheitsgrade der kardanischen Werkstückaufnahme dar. Aufgrund des rotationssymmetrischen Aufbaus genügt die Reduzierung der Freiheitsgrade auf eine Achse beziehungsweise auf einen translatorischen sowie einen angularen Freiheitsgrad. Die Durchführung der Versuche resultiert auf dem Versuchsaufbau, welcher in Abbildung 4-10 dargestellt ist. Dieser zeigt die Werkstückaufnahme mit den zwei installierten Wirbelstromsensoren sowie die dazugehörigen Controllereinheiten. Der Aufbau basiert auf der Umsetzung des zweiten Sensorkonzepts zur direkten Messung der translatorischen Ausgleichbewegung der Werkstückaufnahme und dem zweiten Sensor oberhalb der Kardanachse im Abstand von 100 mm zur Berechnung des angularen Anteils. Wie bereits erläutert, wäre die Positionierung des zweiten Sensors

auch unterhalb der Kardanachse optional möglich, würde jedoch unter Betrachtung des translatorischen Anteils zum selben Verkippungswinkel führen. Zur experimentellen Überprüfung hierzu wurden beide Sensoren nach dem ersten Sensorkonzept angeordnet und zusätzlich die Bewegung der translatorischen Achse vollständig gesperrt. Die folgende Abbildung 7-1 zeigt die beiden Signale als Verkippungssignale im Vergleich. Es ist anzumerken, dass die Grundstellungen der Sensoren, d.h. die Abstände von Sensor zur Targetfläche so gewählt wurden, dass beide Signalverläufe bestmöglich dargestellt werden können. Ein Vergleich beider Verläufe bestätigt die Korrelation beider Signale aufgrund der symmetrischen Fixierung der Aluminiumtargets auf bzw. unter der Werkstückaufnahme. Eine Berechnung der Winkellage würde somit betragsmäßig identische Werte liefern. Eine positive Winkelauslenkung bezogen auf den oberen Sensor hätte folgerichtig eine negative Auslenkung unter Annahme der Fixierung der translatorischen Achse zur Folge.

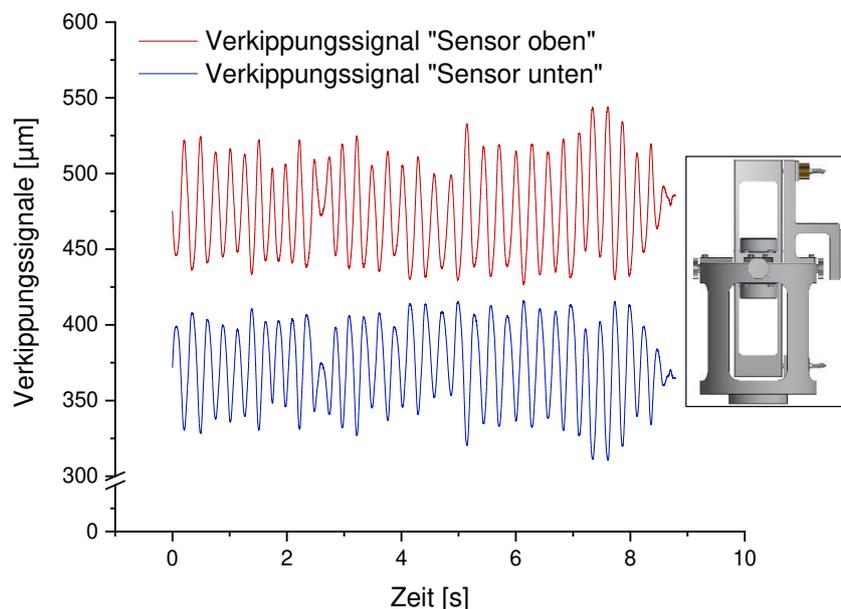


Abbildung 7-1: Funktionsüberprüfung der Sensorpositionierung

Die Abbildung 7-2 soll die ersten Ergebnisse der experimentellen Analyse beschreiben, ohne im Detail auf ausgewählte Parametereinstellungen und Randbedingungen einzugehen. Der Fokus liegt hierbei in der allgemeinen Darstellungsbeschreibung der Messsignale bezüglich dem Einfahr- und Anlegeprozess (Phase 1 und 2) beim Honen (vgl.: Abbildung 2-15 aus Kapitel 2.2.6). Die Ergebnisse der folgenden Kapitel zielen somit auf die Analyse des Honprozesses (Phase 3) ab. Zugleich werden dabei weitere Messsignale zur Ergebnisinterpretation aufgeführt. Die dargestellten Messsignale in Abbildung 7-2 zeigen neben den beiden Wirbelstromsignalen noch die Konuskraft. Der Versuchsaufbau basiert auf dem zweiten Sensorkonzept. Wie in den Grundlagen erläutert, beschreibt die Konuskraft die Kraft, die axial auf die Zustellstange des Honwerkzeuges wirkt. Infolgedessen bewegt sich die Honleiste in radialer Richtung an die Bohrungswand. Idealerweise erfolgt dieser Anlegeprozess ohne das sogenannte Luft-honen. Im folgenden Fall werden jedoch genau diese Auswirkungen auf die Stabilität

der kardanischen Vorrichtungen beschrieben. Mit Abschluss des Einfahrprozesses des Honwerkzeuges erfolgt der Anlegeprozess. Dieser Übergang bezeichnet den Beginn der Zustellung und ist an dem ersten Anstieg der Konuskraft ersichtlich. Mit Erreichen der Bohrungswand kann ein zweiter Kraftanstieg ausgemacht werden. Dieser Zeitraum sollte möglichst klein sein und kann durch Anpassen der Startposition in Bezug auf den Eingangsbauteildurchmesser beeinflusst werden. Die Betrachtung des Verschiebungssignals, welches durch den Sensor in der Mitte der translatorischen Achse detektiert wird, zeigt die Auswirkungen des Lufthonens. Durch die Rotationsbewegung des Werkzeuges wird das Bauteil und somit die Werkstückaufnahme in eine unerwünschte translatorische Ausgleichbewegung versetzt. Mit fortschreitender Zustellung reduziert sich die Amplitude des Verschiebungssignals und es stellt sich eine Stabilisierung ein. Folglich liegen die Hon- und Führungsleisten fest an der Bohrungswand an und es folgt der Zustand der gleichachsigen Bearbeitung zwischen dem Honwerkzeug und dem Bauteil. Im Anschluss findet der Übergang zur dritten Phase des eigentlichen Honprozesses statt. Je nach Grundstellung der Werkstückaufnahme ist auch eine angulare Ausrichtung der dazugehörigen Achse im Signalverlauf des zweiten Sensors erkennbar. Im vorliegenden Fall ist jedoch die angulare Ausgleichbewegung in den ersten beiden Phasen kaum nötig. Erst mit Beginn der Oszillationsbewegung folgt dieses Signal seiner Anregung. Die Analyse des Honprozesses in Bezug auf die translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen folgt in dem nächsten Kapitel 7.2.

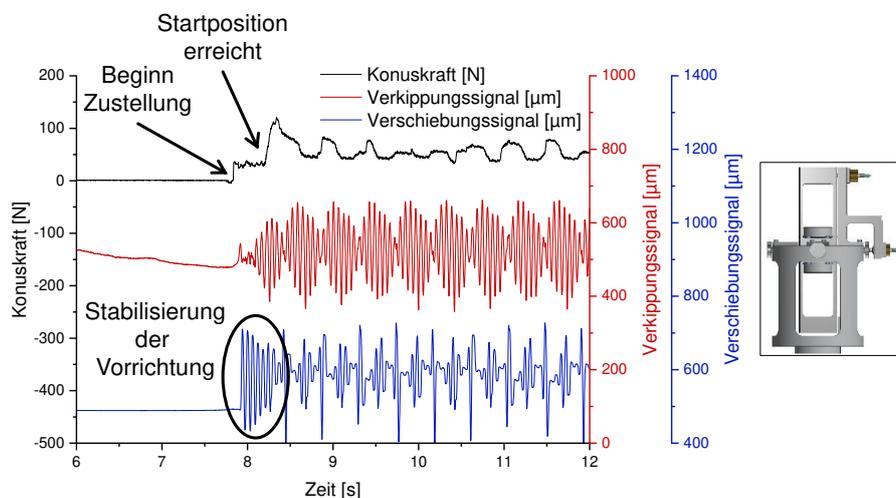


Abbildung 7-2: Darstellung des Einfahr- und Anlegeprozesses beim Honen

7.2 Translatorische und angulare Ausgleichbewegungen der kardanischen Vorrichtung

Das vorherige Kapitel 7.1 beschreibt erste Ansätze zur Darstellung der Einflussparameter in Bezug auf die Prozessdynamik beim Honen als auch auf die Bedeutung des Einfahr- und Anlegeprozesses zur Beschreibung der gleichachsigen Bearbeitung durch die Ausgleichbewegungen in der translatorischen Kardanachse. Die folgenden

Untersuchungen sollen eine getrennte Betrachtung der Rotations- und Oszillationskomponenten und deren Einflüsse aufzeigen. Hierzu wurde der Versuchsaufbau nach dem zweiten Sensorconcept (Concept 2-1) aufgebaut. Die experimentellen Versuche erfolgten für beide Betrachtungen durch das Vorhonorwerkzeug mit der Honleistenlänge von 50 mm. Die weiteren Werkzeugspezifikationen und Versuchsparameter entsprechen den Standardwerten aus Kapitel 4.3 und deren Tabellen. Die erste Betrachtung zeigt die Ergebnisse durch Variation der Rotationskomponente mit Einschränkung der Oszillationsbewegung. Zusätzlich soll eine quasistatische Betrachtung erfolgen. Hierzu wurde die Rotationsgeschwindigkeit von 50 min^{-1} ausgewählt. Die Rotationsstufen liegen somit im Intervall von 50 min^{-1} bis 2500 min^{-1} . Die Oszillationsgeschwindigkeit wurde demnach auf 0 mm/s gesetzt. Das Werkzeug ist hierbei in der Mitte der Bauteilbohrung, also in Höhe der Kardanachse, positioniert. Die zweite Betrachtung untersucht hingegen den umgekehrten Fall. Die Rotationskomponente wird auf 0 min^{-1} eingestellt und die bekannten Oszillationsstufen werden analog durch einen quasistatischen Fall komplementiert. Für diesen quasistatischen Fall ergibt sich die Oszillationsgeschwindigkeit von 9 mm/s und infolgedessen liegen die untersuchten Stufen im Intervall von 9 mm/s bis 429 mm/s . Innerhalb dieser experimentellen Untersuchungen führt das Werkzeug eine reine axiale Bewegung aus. Die Honleiste wird hierbei in Richtung der inneren Kardanachse und deren Sensor positioniert.

[KIBä2018] beschreibt die experimentellen Untersuchungen der translatorischen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme im Zuge der Variation der Rotationskomponente. Die folgende Abbildung 7-3 zeigt neben dem quasistatischen Fall die erste Parameterstufe. Die Rotationsgeschwindigkeiten liegen wie im vorherigen Kapitel beschrieben bei 50 min^{-1} und 500 min^{-1} . Die Ergebnisse bilden jeweils zwei Honversuche mit einem Bauteilwechsel für jede Parameterauswahl ab. Die Zeitachse wurde auf fünf Sekunden begrenzt. Der Spindelstart ist mit der ersten Änderung des Verschiebungssignals zu erkennen. Der quasistatische Fall zeigt ein harmonisches Nachlaufen der Rotationskomponenten in Form der Ausgleichbewegung der Kardanachse. Gleichzeitig sind insbesondere im quasistatischen Fall der Wechsel zwischen den Haft- und Gleitphasen deutlich erkennbar. Die maximale Ausgleichbewegung liegt für beide Fälle zwischen $\pm 50 \mu\text{m}$ und lässt auf eine stabile Bewegung des Honwerkzeuges schließen. Mit Erhöhung der Drehzahl steigt auch die Frequenz der Ausgleichbewegung an. Die Periodendauer beträgt ein Zehntel der des quasistatischen Falls. Infolgedessen verkürzen sich die Haftphasen. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass aufgrund der nicht vorhandenen Oszillationsbewegung lediglich die Gewichtskraft der Vorrichtung in axialer Richtung wirkt. Dies resultiert in einer geringen Reibkraft im Kardansystem. Es kann davon ausgegangen werden, dass das Verschiebungssignal der zweiten äußeren Kardanachse aufgrund des symmetrischen Aufbaus der Vorrichtung um $\pi/2$ verschoben ist.

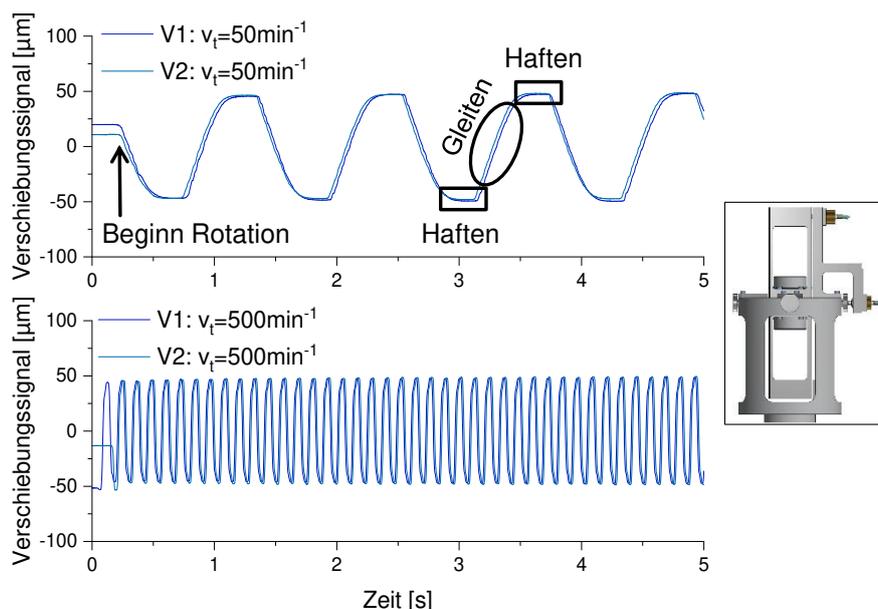


Abbildung 7-3: Analyse der Weganregung auf die translatorische Ausgleichbewegung (quasistatischer Fall und erste Parameterstufe)

Neben diesen beiden Drehzahlen beinhaltet die folgende Abbildung 7-4 die Darstellung des Drehzahlintervalls von 1000 min^{-1} bis 2500 min^{-1} im direkten Vergleich. Aufgrund der Übersichtlichkeit wurden die Skalierungen aller Achsen angepasst. Die Analyse der Signalverläufe mit 1000 min^{-1} zeigt eine weitere Verkürzung der Haftphasen mit steigender Dynamik. Ab einer Drehzahl von 1500 min^{-1} findet ein direkter Richtungswechsel der Ausgleichbewegung statt. Im Vergleich zu den obigen Fällen ist mit größerer Dynamik eine Vergrößerung der Ausgleichbewegung erkennbar. Es lassen sich Ausgleichbewegungen von $\pm 75 \mu\text{m}$ und $\pm 115 \mu\text{m}$ für die Drehzahlen 1000 min^{-1} bis 1500 min^{-1} ermitteln. Beide Drehzahlen lassen auf eine stabile Werkzeugbewegung schließen. Mit steigender Dynamik steigt jedoch die Amplitude der translatorischen Ausgleichbewegung stark an. Für die Drehzahlstufe von 2000 min^{-1} unterscheiden sich die Amplituden beider Versuchsdurchläufe. Die Amplituden der Ausgleichbewegungen liegen bei $\pm 340 \mu\text{m}$ bzw. $\pm 380 \mu\text{m}$ und sind somit um den Faktor vier größer als für die vorherige Drehzahlstufe. Die Betrachtung des zeitlichen Verlaufs der Signale zeigt hierbei ein Hochlaufen der Amplitude mit Versuchsbeginn. Diese Phase des Hochlaufens ist ebenfalls innerhalb der Analyse der höchsten Drehzahlstufe von 2500 min^{-1} erkennbar. Jedoch steigt die Amplitude nicht über die gesamte Betrachtungsdauer an, sondern reduziert sich wieder auf ein konstantes Niveau. Mit Versuchsbeginn ist ein Amplitudenmaximum von $\pm 145 \mu\text{m}$ erkennbar, welches nach der Phase des Hochlaufens einen konstanten Wert von $\pm 75 \mu\text{m}$ annimmt. Somit liegt die Amplitude im Bereich der Drehzahlstufe von 1000 min^{-1} . Der Grund hierfür liegt in der Resonanzfrequenz des vorliegenden Systems. In der Umgebung der Resonanzfrequenz ändert sich die Phase zwischen der Werkzeuganregung und der resultierenden Vorrichtungsbewegung stark. Dies resultiert in einer ausgeprägten Amplitude wie die

Drehzahlstufe mit 2000 min^{-1} erkennen lässt. Mit zunehmender Abweichung zwischen der Frequenz der Werkzeuganregung und der Resonanzfrequenz reduziert sich die Amplitude wieder. In diesem Fall kann von keinem stabilen Prozess ausgegangen werden, da die translatorischen Ausgleichbewegungen der Vorrichtung denen der anregenden Werkzeugbewegung zeitlich nachlaufen.

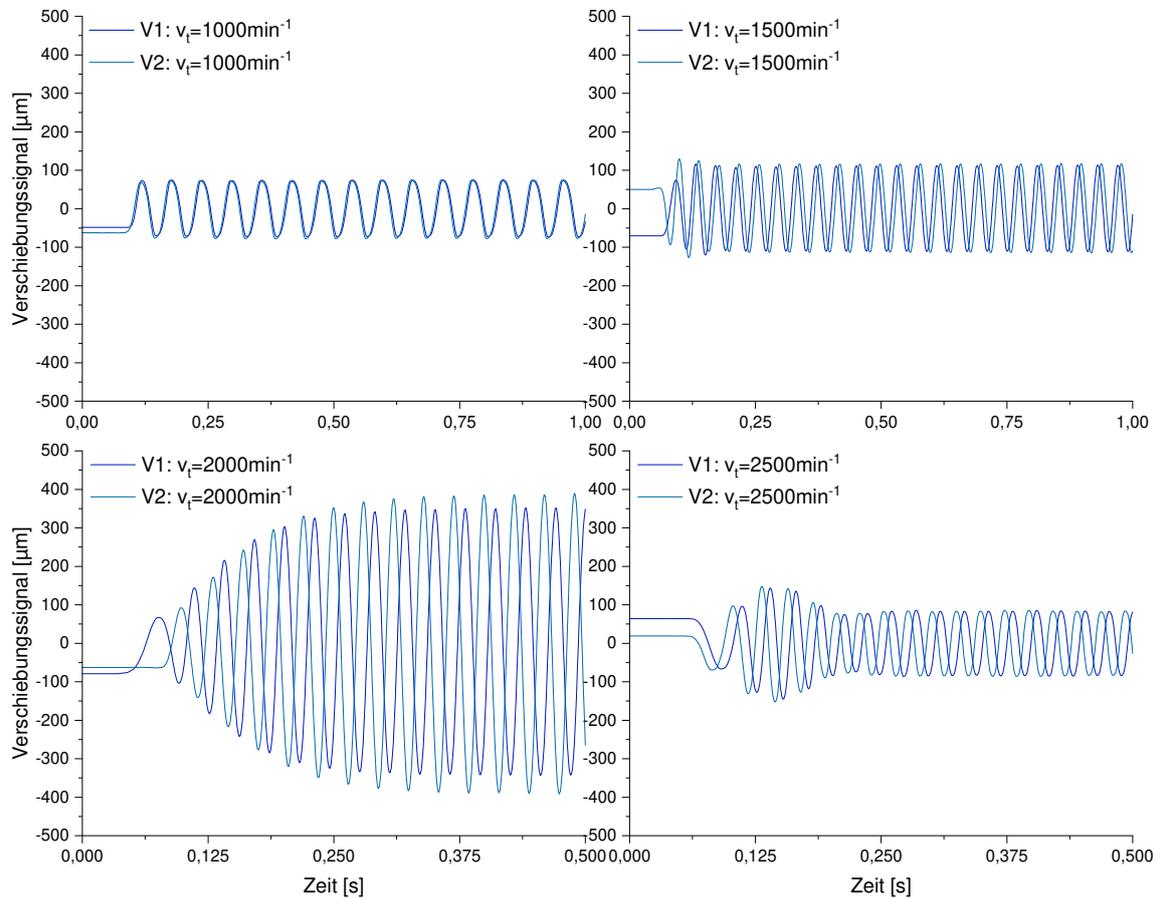


Abbildung 7-4: Analyse der Weganregung auf die translatorische Ausgleichbewegung (höhere Parameterstufen)

Zusätzlich zur obigen Analyse zeigt die folgende Abbildung 7-5 (links) die grafische Darstellung der ermittelten Amplitudenwerte der translatorischen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme im Vergleich. Der Verlauf dieser ähnelt dem einer Vergrößerungsfunktion eines Ein-Massen-Schwingers und lässt auf eine Resonanzfrequenz in der Umgebung von 2000 min^{-1} schließen.

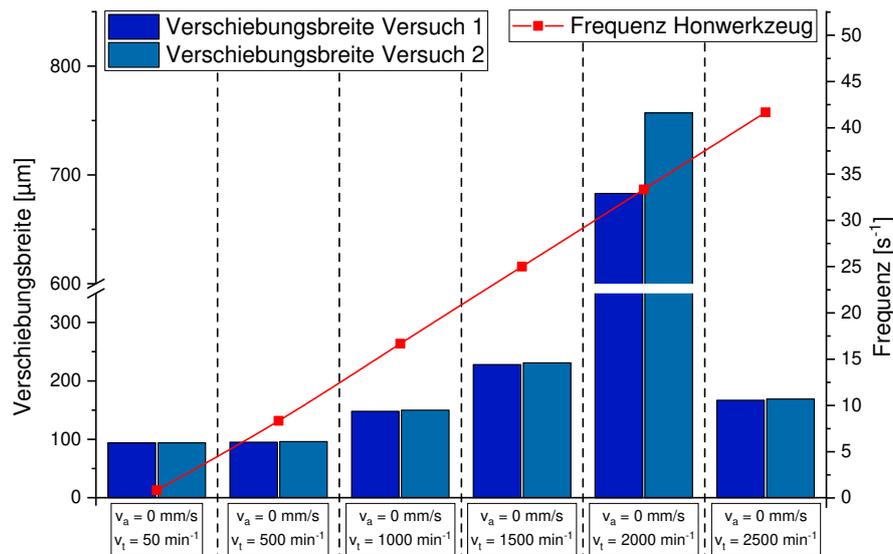


Abbildung 7-5: Gesamtübersicht der Ergebnisse (reine Rotation) inkl. Frequenzdarstellung

Neben den experimentellen Untersuchungen der Rotationskomponenten soll im Folgenden die Analyse der Oszillationsbewegung im Fokus stehen. Die Oszillationsgeschwindigkeit von 9 mm/s stellt hierbei den quasistatischen Fall dar. Die Analyse aller Parameterstufen zeigt im Vergleich ähnliche Ergebnisse, sodass auf eine Darstellung jeder Stufe im Detail an dieser Stelle verzichtet wird. Repräsentativ zeigt der quasistatische Fall die Zusammenhänge zwischen der Werkzeuganregung in Form der Oszillationskomponenten und den resultierenden Ausgleichbewegungen. Aufgrund der Wechselwirkungen der Ergebnisse erfolgt die Darstellung beider Sensorsignale. Hierzu beschreibt der erste Sensor die translatorische Ausgleichbewegung der Kardachse und der zweite Sensor die Bewegung der Verkipfung. Basierend auf dem ausgewählten Sensorkonzept und den entsprechenden mathematischen Zusammenhängen wurde der resultierende Winkel berechnet und neben den beiden Sensorsignalen in Abbildung 7-6 dargestellt. Zusätzlich beinhaltet die Abbildung die aktuelle Hublage. Die Auswertung der translatorischen Ausgleichbewegung durch den in der Kardachse positionierten Sensor zeigt hierbei eine sehr geringe Amplitude von kleiner als $10 \mu\text{m}$. Im Vergleich zu den Rotationsuntersuchungen ist dieser Wert vernachlässigbar klein. Dennoch ist die Trägheit des Systems insbesondere in den Umsteuerpunkten der Hubbewegungen erkennbar. Eine Vergrößerung des Signals in der unteren Hublage zeigt hierbei kleine Ausgleichschwingungen. In der oberen Hublage ist dieser translatorische Ausgleich weniger stark ausgeprägt. Die Erweiterung der Betrachtungen um den angularen Anteil zeigen jedoch Ausgleichschwingungen in beiden Hublagen. Die Auswertung des zweiten Sensors liefert im vorliegenden Fall einen Wert von $54 \mu\text{m}$. Diese Ausgleichbewegung spiegelt die axiale Hubbewegung des Werkzeuges wider. Die Berechnung der resultierenden Verkipfung liefert einen Winkel im Bereich von ungefähr $\pm 0.02^\circ$. Zusätzlich lässt sich ein Frequenzvergleich durchführen. Die berechnete Periodendauer liegt bei $7,3 \text{ s}$ und somit lässt sich die Frequenz von $0,14 \text{ s}^{-1}$ berechnen. Die Analyse der Hubbewegung zeigt für den quasistatischen Fall

die Übereinstimmung der theoretisch berechneten und experimentell ermittelten Frequenz.

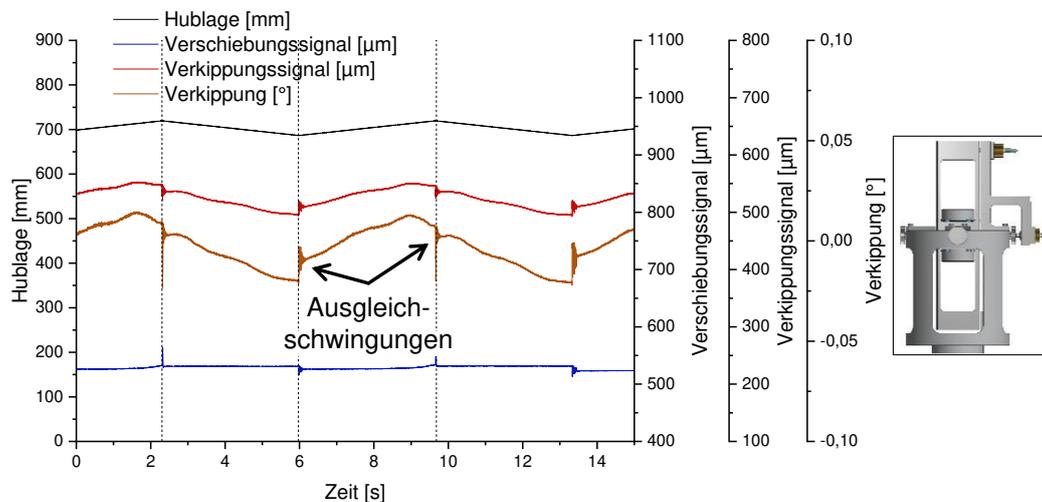


Abbildung 7-6: Analyse der Oszillationsbewegung auf die Ausgleichbewegung (quasistatischer Fall)

Neben der Oszillationsgeschwindigkeit von 9 mm/s , welche den quasistatischen Fall repräsentiert, zeigt die Abbildung 7-7 eine Übersicht der Analyseergebnisse aller untersuchten Oszillationsgeschwindigkeiten im Intervall von 9 mm/s bis 429 mm/s . Die x -Achse bezeichnet hierbei die untersuchten Geschwindigkeitsstufen mit der jeweiligen Unterteilung der beiden Versuchsdurchführungen. Die linke y -Achse charakterisiert die ausgewerteten Verschiebungssignale bezüglich der translatorischen und angularen Kardanachse; die rechte y -Achse dagegen die theoretisch berechneten und experimentell ermittelten Frequenzen. Die Analysen der Ausgleichbewegungen bezüglich der angularen Achse liefern für alle Geschwindigkeitsstufen Werte zwischen $36 \mu\text{m}$ und $68 \mu\text{m}$. Die einzelnen Werte liegen somit auf ähnlichem Niveau, wodurch keine Korrelation bezüglich den eingestellten Geschwindigkeitsstufen erkennbar ist. Die angularen Ausgleichbewegungen folgen somit ausschließlich den fertigungsspezifischen Grenzen der axialen Werkzeugausrichtung zur Werkstückaufnahme. Die Auswertung der translatorischen Ausgleichbewegungen zeigt ein ähnliches Bild. Wie für den quasistatischen Fall ist für alle Geschwindigkeitsstufen eine kleine Ausgleichbewegung in den jeweiligen Umkehrpunkten erkennbar. Diese liegen jedoch unter $25 \mu\text{m}$ und sind somit der Trägheit des Systems geschuldet. Die Analyse der untersuchten Frequenzen resultiert jedoch in unterschiedlichen Verläufe für die untersuchten Oszillationsstufen. Die Abbildung 7-7 zeigt neben den theoretisch berechneten die experimentell ermittelten Frequenzen. Ein Vergleich dieser zeigt, dass die experimentell ermittelten Frequenzen mit größer werdenden Oszillationsgeschwindigkeiten in einem Maximalwert konvergieren. Diese Diskrepanz konnte bereits in Kapitel 5.4.1 mit der Beschreibung der Prozessparameter festgestellt werden. Im Fall der höchsten Geschwindigkeitsstufe lässt sich eine Differenz von $3,5 \text{ s}^{-1}$ bestimmen, die hierbei sogar größer ist als die eigentlich experimentell ermittelte Frequenz von 3 s^{-1} .

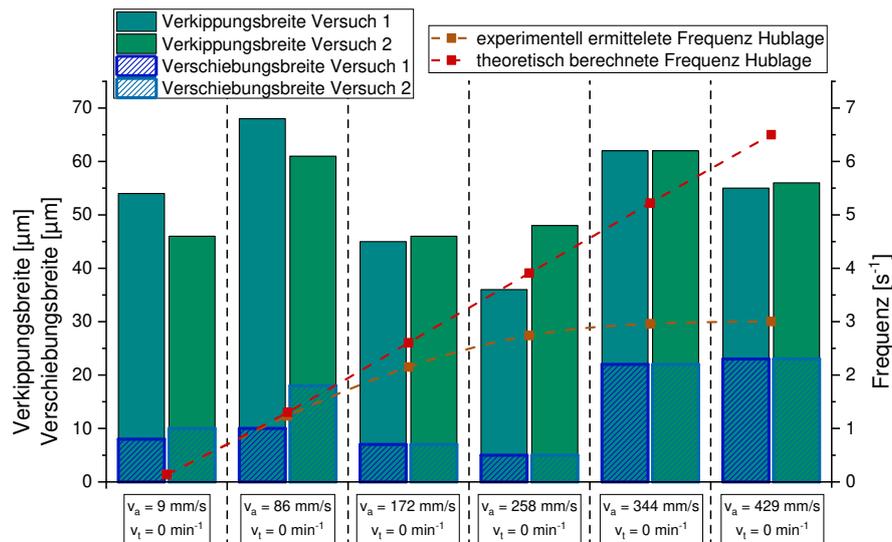


Abbildung 7-7: Gesamtübersicht der Ergebnisse (reine Oszillation) inkl. Frequenzdarstellung

Das vorliegende Kapitel beinhaltet die Analyse der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen im Zuge der getrennten Variation der Rotations- und Oszillationskomponenten. Hierbei weist die kardanische Werkstückaufnahme ein gleichbleibendes Verhalten mit Erhöhung der Dynamik bezüglich der Oszillationsgeschwindigkeit auf. Die Werte der translatorischen Ausgleichbewegungen liegen hierbei für alle betrachteten Fälle unter $25 \mu\text{m}$. Die Berechnung der Verkippswinkel kennzeichnet einen Bereich von $\pm 0,02^\circ$. Auffällig ist jedoch die ansteigende Differenz der resultierenden Oszillationsfrequenz im Zuge der Systemträgheit mit Erhöhung der Oszillationsgeschwindigkeit. Die Analyse der Variation der Rotationsgeschwindigkeit zeigt hingegen eine Korrelation zur ausgewählten Parameterstufe. Mit steigender Dynamik steigen auch die translatorischen Ausgleichbewegungen an. Zusätzlich konnte die Existenz einer Resonanzlage in den vorliegenden Versuchsdurchführungen festgestellt werden, die in Bezug auf die Prozessstabilität beim Honen berücksichtigt werden muss.

7.3 Gesamtbetrachtung der Ausgleichbewegungen der kardanischen Vorrichtung

Das folgende Kapitel beschreibt die Analyse der experimentellen Ergebnisse zur Darstellung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme durch die Variation der Prozessparameter nach Tabelle 4-5 aus Kapitel 4.3. Die Versuchsdurchführung basiert hierbei auf dem Aufbau des zweiten Sensorprinzips und dem Einsatz des Fertighonwerkzeuges. Wie bereits erläutert, wurden die in dieser Versuchsreihe verwendeten Bauteile durch das Vorhonwerkzeug vorgehont und einer entsprechenden Qualitätskontrolle unterzogen. Durch den Einsatz zusätzlicher Einrichtbauteile fand ein Einstellen des Honprozesses im Zuge der Versuchsdurchführung statt. Durch diese Maßnahmen konnten annähernd konstante Versuchsbedingungen für alle Parameterstufen gewährleistet werden. Die Versuchs-

durchführung beinhaltet das Honen von drei Bauteilen für jede Parameterstufe. Insgesamt wurden somit 15 Bauteile bearbeitet, im Detail ausgewertet und analysiert. Neben der Einzelanalyse jeder Parameterstufe soll im Anschluss eine Gesamtbetrachtung aller gehonter Bauteile erfolgen.

Die folgende Abbildung 7-8 zeigt die Analyse der niedrigsten Parameterstufe mit einer Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s . Diese beinhaltet neben der Darstellung des Gesamthonprozesses eine vergrößerte Detailansicht zur genaueren Analyse. Die hierbei eingefügten vertikalen Cursors kennzeichnen die Umsteuerpunkte der Oszillationsbewegung des Honwerkzeuges. Neben der Hublage sollen die Axial- und Konuskräfte weitere Zusammenhänge darstellen. Wie in den vorherigen Analysen bilden die beiden Sensorsignale bezüglich den translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen die Grundlage der Untersuchungen. Hierbei sind sowohl das Verschiebungs- als auch das Verkippsignal als reine Abstandswerte von Sensor zur Targetfläche zu verstehen. Eine Berechnung des resultierenden Verkippswinkels findet im Zuge der Gesamtbetrachtung am Ende des Kapitels statt. Die Betrachtung über die vollständige Bearbeitungszeit zeigt ein typisches Verhalten des weggeführten Honprozesses. Dies ist aus den aufgenommenen Kräften ersichtlich. Die Konuskraft erreicht mit Erreichen der Honleistenstartposition einen Wert von ungefähr 100 N und steigt über die Prozesszeit geringfügig an. Mit Beginn des Ausfeuerns ist wiederum ein Abfall am Ende des Honprozesses erkennbar. Gleichzeitig weist der Prozess einen symmetrischen Axialkraftverlauf mit ebenfalls leicht ansteigender Amplitude auf. Diese liegt im Bereich von $\pm 75 \text{ N}$. Anhand den vertikalen Cursors lässt sich erkennen, dass die Axialkraft in den jeweiligen Umsteuerpunkten auf annähernd 0 N abfällt. In Folge der Hubabwärts- bzw. Hubaufwärtsbewegungen erreichen diese ihre betragsmäßigen Maximalwerte. Eine Asymmetrie von ungefähr -15 N ist aufgrund des bereits erläuterten Temperaturdrifts der Kraftmessplattform erkennbar. Die Signalform der Axialkraft gleicht, wie auch in der Simulation implementiert, einem Rechtecksignal. Die Analyse des Verschiebungssignals kennzeichnet die translatorischen Ausgleichbewegungen in der Kardanachse. Die Detailansicht zeigt hierbei, dass die Kardanachse in den einzelnen Umsteuerpunkten eine sprunghafte Ausgleichbewegung ausführt. Die Größenordnung dieser Bewegungen bewegt sich im kleineren zweistelligen Mikrometerbereich. Der Grund für das sprunghafte Verhalten des Verschiebungssignals lässt sich auf den Signalverlauf der Axialkraft zurückführen. Wie bereits erläutert, weist die Axialkraft in den Umsteuerpunkten eine betragsmäßig minimale Kraft auf. Basierend auf der theoretischen Modellbildung resultiert die eingebrachte Axialkraft in einer translatorisch wirkenden Reibkraft, die der eigentlichen Bewegungsrichtung der kardanischen Vorrichtung entgegengesetzt ist. Im Fall einer minimalen Reibkraft ist diese verhältnismäßig kleiner als die vom Werkzeug verursachte Kraftanregung. Dieser zeitlich begrenzte Zustand lässt sich als Gleitvorgang der kardanischen Vorrichtung charakterisieren. Mit Ansteigen der Axialkraft vergrößert sich somit auch die Reibkraft. Aufgrund des rechteckförmigen Verlaufs der Axialkraft liegt auch eine sprunghafte Änderung der Reibkraft vor. Diese sprunghafte Änderung resultiert in einem abrupten Übergang vom kurzzeitigen Gleiten zum

Haften. Infolgedessen kann von einem Zustand der Verspannung zwischen den Kar-danachsen und der Vorrichtung ausgegangen werden. Die Kraft der Werkzeuganre-gung reicht somit nicht aus, um die Vorrichtung in eine Ausgleichbewegung zu führen. Auffällig hierbei ist, dass die Richtung der Ausgleichbewegungen unabhängig von der Hubbewegung ist. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass eine Korrelation zur Position der Honleiste im Zuge der Rotationsbewegung vorliegt. Dieser Sachver-halt soll im Kapitel 7.4 durch den modifizierten Versuchsaufbau weiter untersucht wer-den. Die Analyse des Verkippungssignals zeigt hierbei analog zu den vorherigen Be-trachtungen aus Kapitel 7.2 eine Abhängigkeit zur aktuellen Hublage durch einen Ver-gleich der ausgebildeten Oberschwingung. Die Detailbetrachtung der Unterschwin-gung zeigt hingegen eine Korrelation zur Rotationskomponente und somit zur Fre-quenz der Werkzeuganregung.

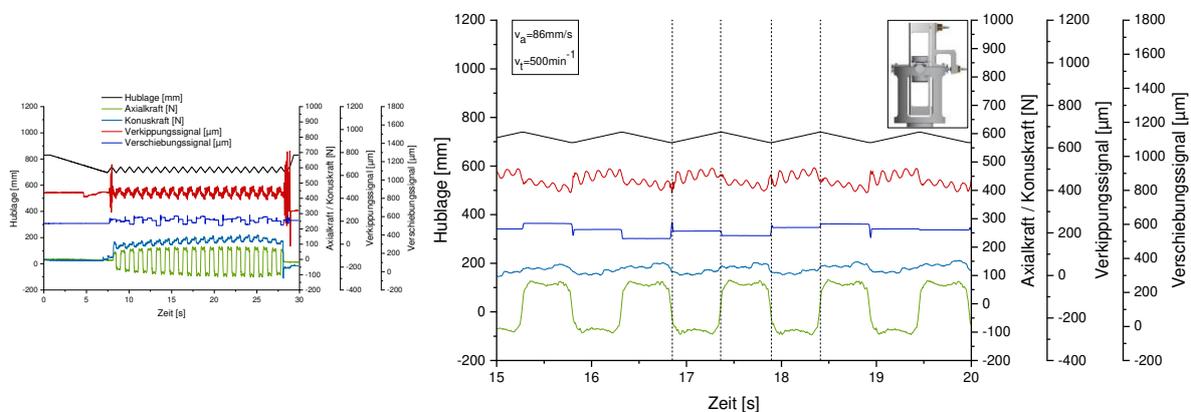


Abbildung 7-8: Analyse der Parameterstufe: $v_t=500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=86 \text{ mm/s}$

Die Analyse der zweiten Parameterstufe zeigt ähnliche Ergebnisse im Vergleich zur ersten Parameterstufe. Der Hauptgrund liegt hierbei in dem ähnlichen Verlauf der Axialkraft. Wie aus Abbildung 7-9 ersichtlich, liegt erneut ein Rechteckverlauf vor. Dieser weist jedoch zwischen den betragsmäßigen Maximalwerten einen rampenförmigen Übergang auf. Dies resultiert in einer Vergrößerung der Gleitphasen. Die translatorischen Ausgleichbewegungen weisen teilweise zwei Sprünge in den Umsteuerpunkten der Hubbewegungen auf. Die Größenordnung dieser liegt im Bereich von $50 \mu\text{m}$. Im Vergleich zur vorherigen Stufe ist eine leichte Vergrößerung der Verschiebungsbreite erkennbar. Einen ähnlichen Verlauf zeigt auch das Verkippungssignal. Wie zu erwarten folgt dieses der Hubbewegung. Gleichzeitig erhöht sich jedoch die Frequenz der Unterschwingung infolge der Erhöhung der Rotationsgeschwindigkeit.

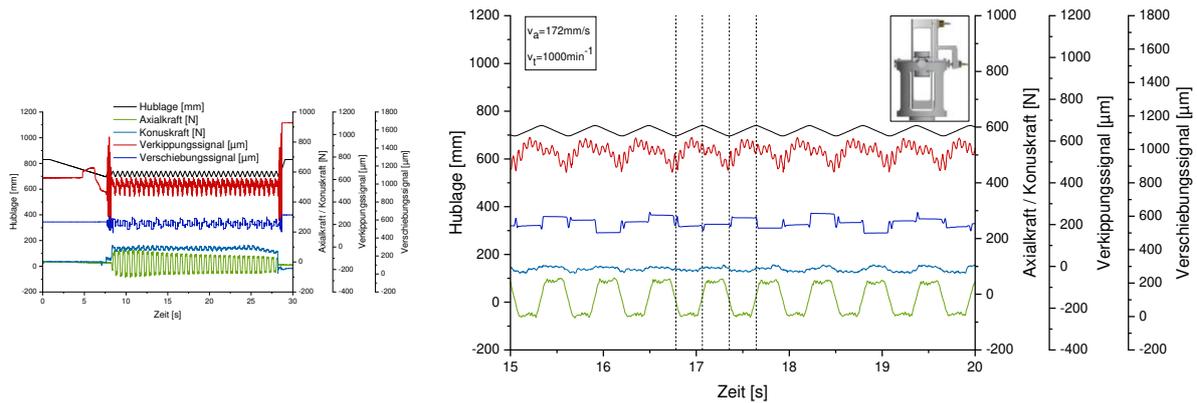


Abbildung 7-9: Analyse der Parameterstufe: $v_t=1000 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=172 \text{ mm/s}$

Die folgende Abbildung 7-10 beschreibt die Analyse bezüglich der mittleren Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 1500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 258 mm/s . Die zeitliche Skalierung wurde aufgrund der Übersicht von fünf Sekunden auf zwei Sekunden reduziert. Die Skalierung der übrigen y-Achsen bleibt jedoch bestehen. Charakteristisch sind erneut die translatorischen Ausgleichbewegungen in den Umsteuerpunkten aufgrund des Signalverlaufs der Axialkraft. Die hierbei messbare translatorische Verschiebungsbreite beträgt ungefähr $170 \mu\text{m}$ und hat sich somit im Vergleich zur vorherigen Stufe verdreifacht. Das Verkipfungssignal weist analog zu den beiden vorherigen Stufen ein identisches Verhalten auf.

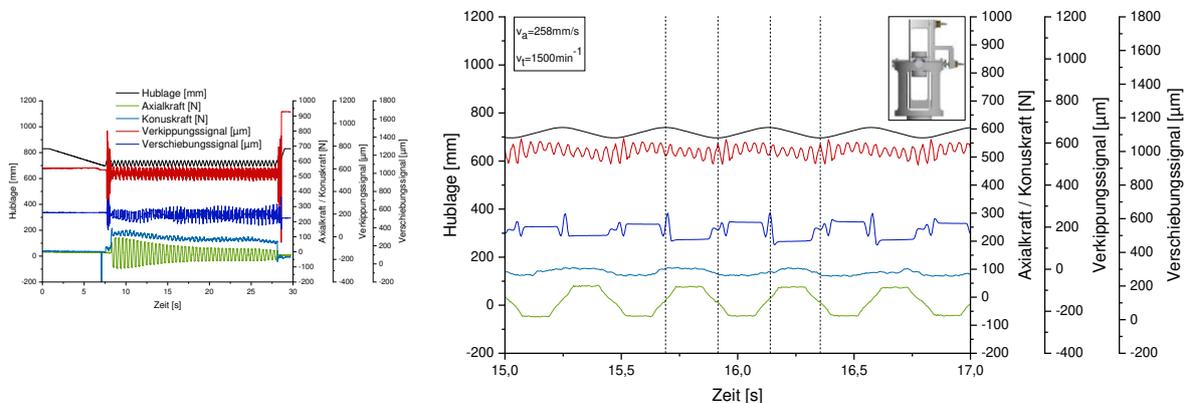


Abbildung 7-10: Analyse der Parameterstufe: $v_t=1500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=258 \text{ mm/s}$

Die vierte Parameterstufe charakterisiert die Analyse der Rotationsgeschwindigkeit von 2000 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 344 mm/s (vgl.: Abbildung 7-11). Der Signalverlauf der Axialkraft wechselt hierbei in eine Art Sinusschwingung. Der Grund hierfür liegt in der bereits angesprochenen Trägheit des Systems. Die Analyse der Verschiebungsbreite erhöht sich weiter auf einen Wert von etwa $250 \mu\text{m}$. Hierbei lässt sich jedoch eine Unterscheidung in Bezug auf die jeweilige Richtung der Hubbewegung feststellen. Innerhalb der Hubabwärtsbewegung verspannt sich das System stärker im Vergleich zur Hubaufwärtsbewegung. Dieser Sachverhalt ist in den resultierenden Ausgleichbewegungen erkennbar. Das Verkipfungssignal zeigt in den oberen

Umkehrpunkten kleinere angulare Ausgleichbewegungen als in den unteren Umkehrpunkten. Die Rotationskomponente ist in der Analyse der Unterschwingung erneut ersichtlich.

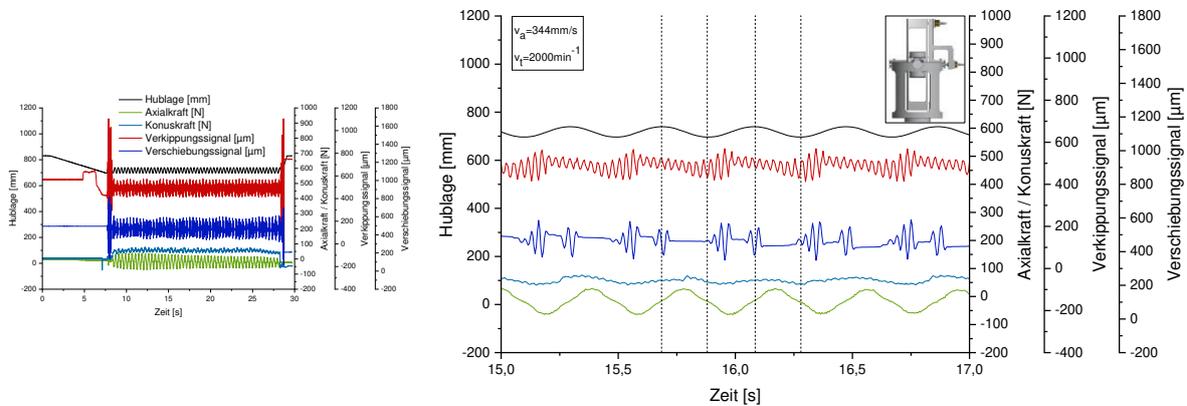


Abbildung 7-11: Analyse der Parameterstufe: $v_t=2000 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=344 \text{ mm/s}$

Finalisiert werden die experimentellen Untersuchungen durch die höchste Parameterstufe, die eine Analyse der Rotationsgeschwindigkeit von 2500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 429 mm/s vorsieht. Die resultierenden Messergebnisse sind der der Abbildung 7-12 zu entnehmen. Analog zur zweithöchsten Stufe ist hierbei eine Unterscheidung in Bezug auf die jeweilige Richtung der Hubbewegung festzustellen. Der Vergleich der Verschiebungsbreite zeigt jedoch keine Vergrößerung sondern eine Verkleinerung mit steigender Dynamik auf. Es lässt sich eine resultierende Verschiebungsbreite von 190 µm ermitteln.

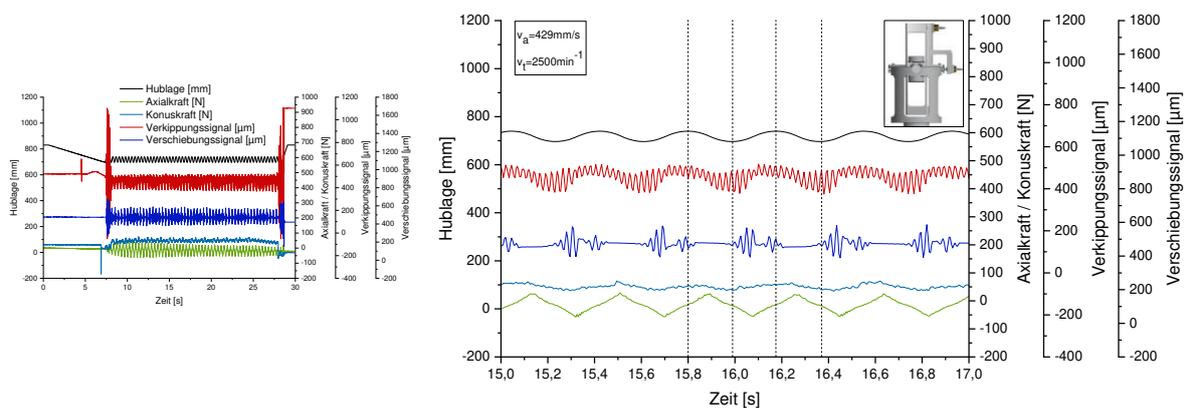


Abbildung 7-12: Analyse der Parameterstufe: $v_t=2500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=429 \text{ mm/s}$

Die Abbildungen 7-8 bis 7-12 zeigen die Analysen der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme durch die Variation der einzelnen Parameterstufen. Diese Ergebnisse bilden jeweils ein gehontes Bauteil im Detail ab. Zugleich soll die folgende Abbildung 7-13 eine Übersicht aller gehonten Bauteile in Bezug auf die Analyse der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen geben. Jede Parameterstufe beinhaltet die Analyse von jeweils drei Bauteilen.

Innerhalb dieser Analyse wurde die Verschiebungsbreite für fünf unterschiedliche Hübe bestimmt (vgl.: Abbildung 7-13 (links)). Die Verschiebungswerte einer Versuchsdurchführung werden durch die unterschiedlichen Symbole (V.-breite: 1.Hub – 5.Hub) dargestellt. Dieser Verlauf ähnelt wiederum dem einer Vergrößerungsfunktion eines Ein-Massen-Schwingers und lässt auf eine Resonanzfrequenz in der Umgebung der vierten Parameterstufe schließen. Die Abbildung 7-13 (rechts) beinhaltet die Auswertung der Verkippung basierend auf den mathematischen Formeln des zweiten Sensorkonzepts. Die ermittelte Verkippungsbreite zeigt für die drei ersten Parameterstufen als auch für die höchste Stufe ein ähnliches Niveau von $0,1^\circ$ bis $0,15^\circ$. Lediglich die Parameterstufe mit der Drehzahl von 2000 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit von 344 mm/s weist analog zur translatorischen Betrachtung eine Erhöhung der Verkippungsbreite auf. Der Mittelwert liegt hierbei bei $0,22^\circ$.

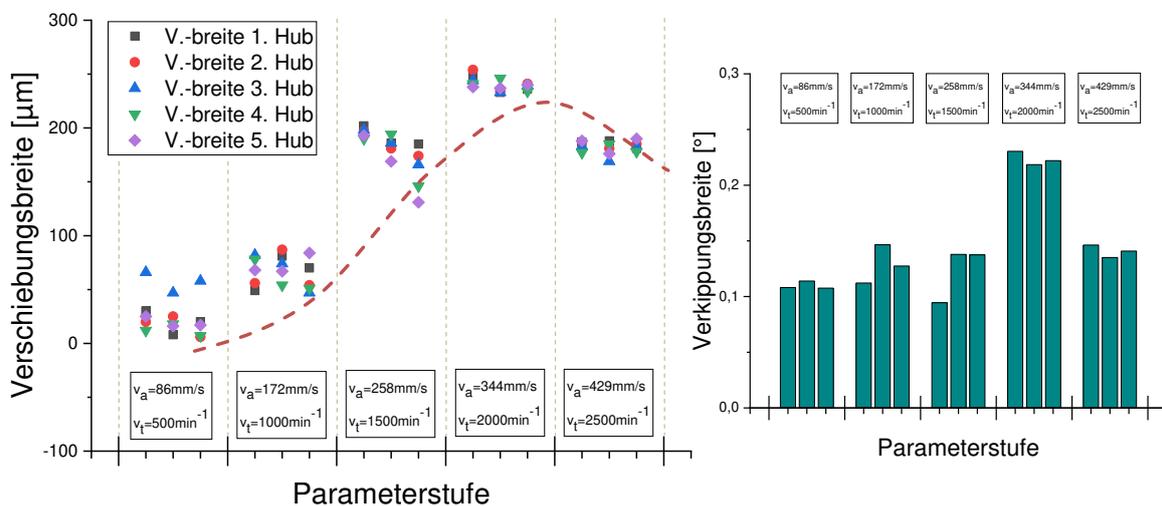


Abbildung 7-13: Gesamtanalyse aller Parameterstufen

7.4 Gesamtbetrachtung durch Identifikation der Honleistenposition

In Kapitel 4.3 wurde neben den beiden Sensorkonzepten ein zusätzlicher Versuchsaufbau dargestellt. Zielsetzung hierbei ist neben der Messung der translatorischen Ausgleichbewegung der Kardanachse die Identifikation der Honleistenposition im Honprozess. Im Zuge dieser Versuchsreihe wurde der Versuchsaufbau entsprechend der Abbildung 4-11 (Konzept 3) aus Kapitel 4.3 aufgebaut. Der zweite Wirbelstromsensor wurde somit unterhalb der Kardanachse positioniert. Aufgrund der zusätzlich eingebrachten Querbohrung in den Bauteilen wurde diese Versuchsreihe mit dem Vorhonorwerkzeug, welches über die längere Honleiste von 50 mm verfügt, durchgeführt. Die Parameterstufen wurden basierend auf den experimentellen Versuchen (vgl.: Kapitel 7.3) identisch gewählt. Zur Minimierung der Verspannungen in den Kardanachsen wurde der gewünschte Abtrag von 10 mm auf 5 mm halbiert und die Zustellung pro

Zeiteinheit im Vergleich zu den vorherigen Versuchen von $0,3 \mu\text{m}$ auf $0,5 \mu\text{m}$ fast verdoppelt. Zusätzlich handelt es sich bei dem eingesetzten Vorhonwerkzeug um eine Leistenspezifikation mit größerem Korndurchmesser. Die vollständigen Prozessparameter sind in Kapitel 4.3 aufgeführt. Im Zuge dieser Einstellungen soll eine Reduzierung der Axialkräfte erreicht werden, um den Rotationsanteil im Verschiebungssignal besser untersuchen zu können. Die beiden folgenden Abbildungen 7-14 und 7-15 zeigen exemplarisch die Ergebnisse der niedrigsten und mittleren Parameterstufe. Analog zu den obigen Analysen beinhalten diese die Signale der Hublage und der Axialkraft. Die beiden Sensorsignale charakterisieren somit die translatorische Ausgleichbewegung der kardanischen Werkstückaufnahme als auch die gewünschte Identifikation der Werkzeugposition. Zusätzlich zeigen die vertikalen Cursors die wiederkehrende Honleistenposition in Bezug zur Sensorausrichtung. Aufgrund der technischen Grenzen ist eine Werkzeugidentifikation in den jeweiligen oberen Umsteuerpunkten nicht möglich. Das Sensorsignal liefert somit den Messbereichsendwert. Wie gewünscht stellt sich für beide Parameterstufen eine im Vergleich zu den vorherigen Analysen geringe Axialkraft ein. Infolgedessen reduziert sich die Reibkraft, die wiederum in einer Verminderung der Verspannung der Kardanachsen resultiert. Die Analyse der Verschiebungssignale zeigt hierbei für alle Parameterstufen eine wie im vorherigen Kapitel vermutete Korrelation zur Werkzeuganregung und somit zur eingestellten Rotationsgeschwindigkeit. Die Verschiebungsbreite zeigt hierbei Unterschiede bezüglich einer Oszillationsbewegung auf. Diese ist im oberen Umsteuerpunkt größer als im unteren Umsteuerpunkt. Die Ursache kann durch die zusätzlich wirkende Gewichtskraft gekennzeichnet werden. Diese Beobachtung wurde bereits in Kapitel 7.2 diskutiert.

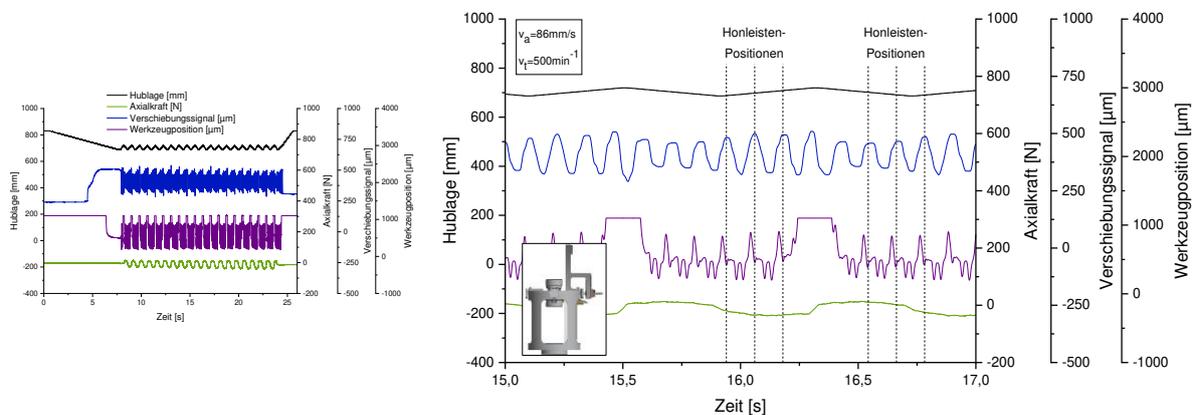
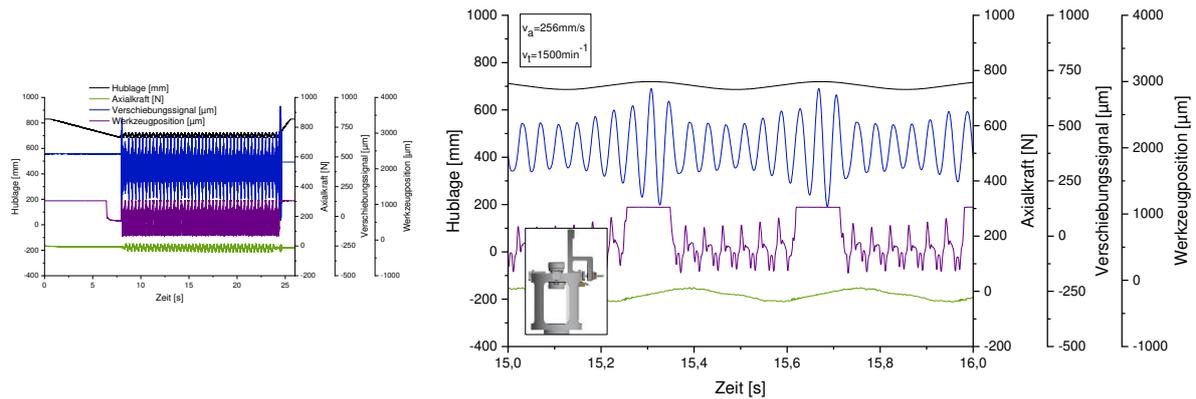


Abbildung 7-14 Analyse der Parameterstufe: $v_t=500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=86 \text{ mm/s}$

Abbildung 7-15: Analyse der Parameterstufe: $v_t=1500 \text{ min}^{-1}$ und $v_a=258 \text{ mm/s}$

7.5 Fazit zur experimentellen Analyse

Das Ziel der experimentellen Untersuchungen stellte die Analyse der Prozessdynamik des Honprozesses bezüglich den vier Freiheitsgraden der kardanischen Werkstückaufnahme dar. Basierend auf den unterschiedlichen Versuchsdurchführungen konnten Informationen zum Verständnis der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen analysiert werden. Die Durchführungen von Versuchen mit separater Betrachtung der Rotations- bzw. Oszillationskomponente zeigten den Stellenwert der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen zueinander. Mit steigender Dynamik konnte eine Vergrößerung der Verschiebungsbreite festgestellt werden. Zusätzlich wurde eine unerwünschte Resonanzfrequenz in der Umgebung der vierten Parameterstufe nachgewiesen. Dagegen zeigten die Untersuchungen bezüglich der angularen Achse eine stabile und annähernd konstante Verkippungsbreite. Im Zuge dieser Versuche wurde jedoch eine Korrelation zur Hublage basierend auf den fertigungsbedingten Toleranzen festgestellt. Die Gesamtbetrachtung in Kapitel 7.3 zeigte hierbei eine Bestätigung der zuvor beschriebenen Einzelbetrachtungen. Die ermittelte Verschiebungsbreite lag je nach Parameterstufe zwischen $50 \mu\text{m}$ und $250 \mu\text{m}$. Ebenfalls konnte das Auftreten der bereits zuvor festgestellten Resonanzfrequenz bestätigt werden. Basierend auf den Grundlagen des verwendeten Sensorkonzepts wurde eine Verkippungsbreite von $0,22^\circ$ berechnet. Diese Erkenntnisse stützen zusätzlich die trigonometrischen Vereinfachungen, die im Kapitel der Modellbildung angenommen wurden. Mithilfe des Versuchsaufbaus zur Identifikation der Honleistenposition konnte darüber hinaus in Kapitel 7.4 die Korrelation zwischen der Rotationskomponente und der translatorischen Ausgleichbewegung vollständig nachgewiesen werden.

Im Zuge dieser Analysen soll abschließend eine Sequenzvisualisierung basierend auf einer Python-Programmierung erstellt werden. Als Grundlage dienen die bereits oben analysierten Messdaten aus Kapitel 7.3. Zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse liegt der Fokus auf der Betrachtung der jeweilig vergrößerten Zeitausschnitte und den zusätzlich eingefügten vertikalen Cursors. Die Abbildung 7-8 aus Kapitel 7.3 zeigt die Analyse der einzelnen Messdaten der ersten Parameterstufe mit einer Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s .

Basierend auf diesen Daten beinhaltet die folgende Abbildung 7-16 die dazugehörige Sequenzvisualisierung in Form eines Rechteckes, das die innere Werkstückaufnahme darstellt. Zusätzlich beinhaltet die Abbildung die Messdaten der Hublage, des Verschiebungssignals und des berechneten Verkippungswinkels. Der visualisierte rote Punkt stellt den aktuell betrachteten Verschiebungs- bzw. Verkippungszeitpunkt der Vorrichtung dar. Die translatorische Verschiebung ist hierbei anhand der x -Achse direkt ablesbar. Die dazugehörige angulare Verkippung beinhaltet zur besseren Darstellung einen Skalierungsfaktor von $180^\circ/\pi$. Infolgedessen entspricht 1° in der Visualisierung $0,017^\circ$ in der realen Anordnung. In der Gesamtbetrachtung ist hierdurch eine zeitliche Abfolge der Verschiebungs- bzw. Verkippungszustände in Form der dargestellten Sequenzvisualisierung als auch als Videoanalyse möglich. Die Sequenzvisualisierungen der höheren Parameterstufen sind im Anhang A aufgeführt.

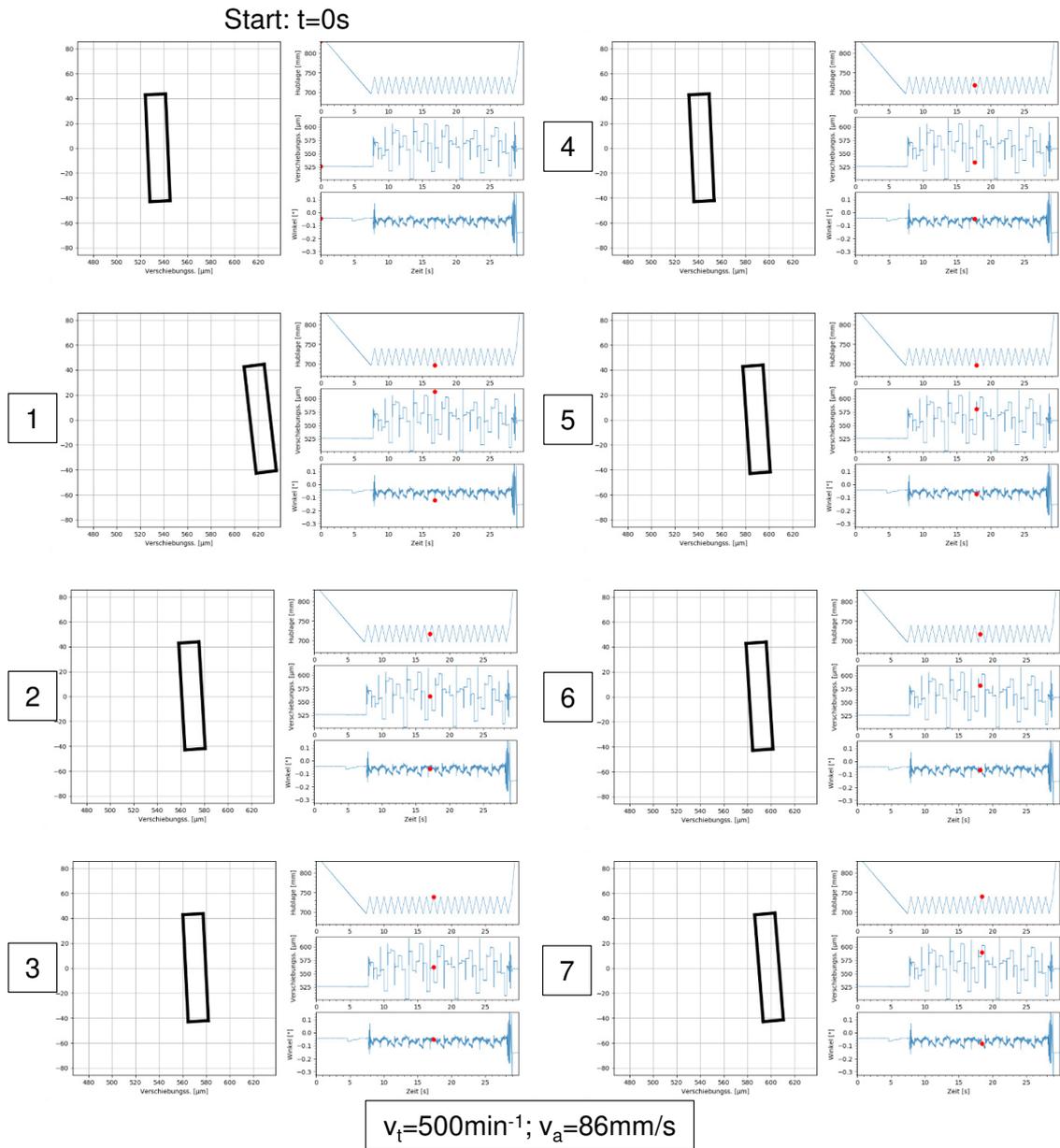


Abbildung 7-16: Sequenzvisualisierung der ersten Parameterstufe

8 Schlussfolgerung und Ansätze zur Prozessoptimierung

8.1 Vergleich von Haft- und Gleitreibung zur Prozessoptimierung

Mithilfe der dargelegten Simulations- und experimentellen Analysen als auch der theoretischen Modellbildung konnten grundlegende Zusammenhänge bezüglich der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme erklärt werden. Die Zielsetzung stellt im Folgenden die Beschreibung von Ansätzen zur Prozessoptimierung dar.

Hierzu soll zunächst der Wirkungsbereich der Stribeck-Kurve (vgl.: Abbildung 1-2) in Bezug auf den Honprozess basierend auf den durchgeführten experimentellen Analysen beschrieben werden. Der Wirkungsbereich der Stribeck-Kurve erstreckt sich im Falle eines hydrodynamischen Lagers über die drei in Kapitel 2.3.2 beschriebenen Phasen:

- Grenzreibung
- Mischreibung
- Flüssigkeitsreibung

Eine Übertragung auf eine kardanische Spannvorrichtung ist zwar nur bedingt möglich, soll aber basierend auf der Berechnung der Übergangsdrehzahl $n_{\ddot{U}}$, welche den Ausklinkpunkt kennzeichnet, in Relation zum hydrodynamischen Lager erfolgen. [Künn2001] berechnet die Übergangsdrehzahl eines hydrodynamischen Lagers nach folgender Formel:

$$n_{\ddot{U}} = \frac{1,8}{2\pi} \cdot \frac{F_a \cdot \Psi \cdot h_{min}}{b_{Aufl} \cdot d_{FS} \cdot \eta} \quad (8.1)$$

Hierbei wurden die Bezeichnungen für den vorliegenden Fall angepasst und entsprechend auf die kardanische Vorrichtung übertragen. Die Ermittlung der minimalen Schmierfilmdicke h_{min} erfolgt nach [Künn2001] auf der Summe der Rautiefen beider Kontaktpartner. Der verwendete Wert liegt bei etwa $6,5 \mu\text{m}$. Basierend auf den Durchmesser des Kardansystems wurde nach [Künn2001] ein Lagerspiel von $\Psi = 8,743 \cdot 10^{-4}$ ermittelt. Die dynamische Viskosität η als auch die geometrischen Kenngrößen sind aus den vorherigen Kapiteln zu entnehmen. Im Fall einer Axialkraft F_a von 50 N stellt sich die Übergangsdrehzahl von 907 min^{-1} ein. Diese Drehzahl entspricht somit dem tangentialen Geschwindigkeitswert von $7,3 \text{ m/min}$ bezogen auf den Radius des Führungsstiftes.

Basierend auf den experimentellen Analysen aus Kapitel 7.3 wurden nun exemplarisch für die niedrigste als auch die zwei höchsten Parameterstufen die Drehzahlen und Geschwindigkeitswerte bestimmt und mit der berechneten Übergangsdrehzahl verglichen. Die Auswertung des Verschiebungs- als auch des Verkippungssignals der Parameterstufe mit einer Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 86 mm/s weisen hierbei eine translatorische Geschwindigkeit

von $0,23 \text{ m/min}$, bzw. eine tangentielle Geschwindigkeit, die wiederum als Drehzahl umgerechnet wurde, von $1,7 \text{ min}^{-1}$ auf. Mit Vergrößerung der Werkzeuganregung steigen auch diese Geschwindigkeiten über die einzelnen Parameterstufen an. Für die höchste Parameterstufe mit einer Drehzahl von 2500 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 429 mm/s lassen sich eine translatorische Geschwindigkeit von $0,98 \text{ m/min}$ und eine Drehzahl von $23,7 \text{ min}^{-1}$ für den angularen Fall berechnen. Da jedoch die Parameterstufe mit einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einer Oszillationsgeschwindigkeit von 358 mm/s die größte Verschiebungsbreite in den experimentellen Analysen aufwies, wurden auch zusätzlich für diese Stufe die entsprechenden Vergleichswerte bestimmt. Die ermittelte translatorische Geschwindigkeit liegt im Maximum bei $0,87 \text{ m/min}$; die Drehzahl für die Verdrehung des Führungsstiftes bei $23,47 \text{ min}^{-1}$. Ein Vergleich mit der nach Formel (8.1) berechneten Übergangsdrehzahl zeigt, dass die aus den Messdaten ermittelten Werte weit unterhalb des Ausklinkpunktes liegen. Infolgedessen kann davon ausgegangen werden, dass sowohl die translatorischen als auch die angulare Ausgleichbewegungen der kardanischen Vorrichtung im ersten Bereich der Stribeck-Kurve, der Grenzreibung, stattfinden. Da sich in diesem Bereich der Reibwert mit Erhöhung der Relativgeschwindigkeit nur leicht verbessert, wäre ein Übergang in den Bereich der Mischreibung zur Minimierung der Reibung unabdingbar. Die Aufgabe stellt somit den zielgerichteten Aufbau eines hydrodynamischen Zustands im Kardansystem dar. Die Anpassung von geometrischen Stellgrößen führen hierbei jedoch nur bedingt zu einer Änderung der Übergangsdrehzahl. Eine Erhöhung der Relativgeschwindigkeit durch die Erhöhung der Prozessdynamik würde folglich zu einer Verschlechterung der Prozessstabilität führen und stellt somit kein Verbesserungsansatz dar. Im folgenden Kapitel 8.2 sollen Ansätze zur Verbesserung der Prozessstabilität basierend auf verschiedenen Vorrichtungskonzepten aufgezeigt und beschrieben werden. Hierbei steht die Darlegung der Möglichkeiten im Mittelpunkt. Eine Umsetzung dieser finden an dieser Stelle nicht statt.

8.2 Optimierungsansatz zur Verbesserung der Prozessstabilität

8.2.1 Optimierungsansätze zur Verringerung von Reibung im Kardansystem

[Haas1991] erkannte bereits früh die Notwendigkeit von speziell angepassten Vorrichtungsausführungen zur Einhaltung der hohen Anforderungen hinsichtlich Form-, Maß- und Lagegenauigkeit, Randzonen- und Oberflächenqualität sowie tribologischer Eigenschaften beim Honen. Eine Auswahl von Spannvorrichtung zur Bearbeitung typischen Honbauteile stellt [FIWi2017] dar. Unabhängig von der Vorrichtungsart beinhaltet die prozessgerechte Auslegung einer Vorrichtung die Aufnahme der axialen und tangentialen Kraftkomponenten mit ihren Gegenkräften [FIWi2017]. Zudem wird hierbei die Bedeutung der vorgesehenen Bewegung zur Herstellung der Gleichachsigkeit bei schwimmend oder kardanisch gelagerten Vorrichtungen beschrieben. Die Ausgleichbewegungen der Freiheitsgrade sollen in beiden Fällen leichtgängig, aber gleichzeitig nicht ungedämpft erfolgen. Wie bereits in Kapitel 2.2.5 erläutert verfügt eine schwimmende Vorrichtung über zwei Freiheitsgrade in der translatorischen Ebene.

Das Anwendungsbeispiel von [Klin2015] stellt eine schwimmende Vorrichtung mit einer spielfreien Niederhaltung zur Bearbeitung von Zahnrädern vor. Hierbei wird das zu honende Bauteil auf einer in der Ebene verschiebbaren Platte fixiert. Diese ermöglicht eine nach [Klin2015] leichtgängige, aber nicht ungedämpfte Bewegung durch den Einsatz einer axial wirkenden hydrostatischen Gleitlagerung. Im Allgemeinen arbeiten hydrostatische Gleitlager nach dem Prinzip der externen Druckerzeugung durch eine Pumpe außerhalb des Lagers [WJVS2019]. Die Vorteile von hydrostatischen Lagern liegen bei der Übertragbarkeit auf honspezifische Vorrichtungen nach [Pero2012] in folgenden Punkten:

- Der Reibungskoeffizient ist vernachlässigbar klein
- Auch bei kleinsten Geschwindigkeiten ist eine gleichmäßige, ruckfreie Ausgleichbewegung gewährleistet
- Der Verschleiß der Gleitflächen ist ausgeschlossen
- Die Tragfähigkeit von großen Kräften ist durch die entsprechende Wahl von Taschenflächen und des Taschendruckes umsetzbar
- Die Schwingungsdämpfung normal zur Gleitfläche ist sehr groß

Insbesondere die ersten beiden Punkte stellen hierbei wichtige Vorteile gegenüber den in Kapitel 8.1 beschriebenen Grenzen der in den experimentellen Analysen verwendeten kardanischen Vorrichtung dar. Die folgende Abbildung 8-1 zeigt hierbei die Funktionsweise eines radial wirkenden hydrostatischen Gleitlagers mit entsprechenden Öltaschen. Eine Umsetzung auf den Fall der vorliegenden kardanischen Vorrichtung wäre somit unter konstruktivem Aufwand ein möglicher Optimierungsansatz zur Verbesserung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen im Honprozess. Nach demselben Funktionsprinzip arbeiten aerostatische Gleitlager. Der größte Unterschied liegt in den Eigenschaften des eingesetzten Mediums. Da die Viskosität von Luft zwei bis drei Zehnerpotenzen geringer ist als die von Öl, setzt dies sehr enge Lagerspalten bei der konstruktiven Umsetzung voraus, um hohe Tragfähigkeiten und Steifigkeiten abbilden zu können [BrWe2017]. Die größten Vorteile zeichnen sich nach [BrWe2017] in der sehr geringen Reibung und dem Nichtauftreten des Stick-Slip-Effektes aus. Eine nähere Betrachtung soll an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt werden.

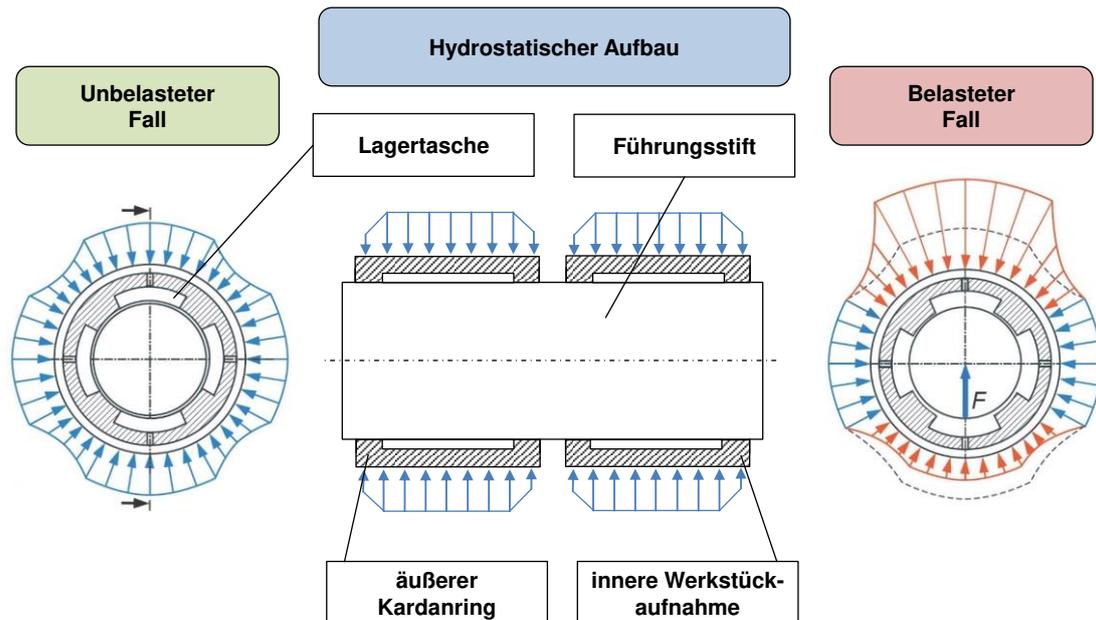


Abbildung 8-1: radial wirkendes hydrostatisches Gleitlager nach [BrWe2017]

Neben dem Optimierungsansatz basierend auf der Funktionsweise des hydrostatischen bzw. aerostatischen Gleitlagers soll im Rahmen eines weiteren Ansatzes die Funktionsweise des hydrodynamischen Gleitlagers erneut aufgegriffen werden. Wie in Kapitel 8.1 dargelegt liegt die Problematik in der geringen Relativgeschwindigkeit zwischen Führungsstift und der entsprechenden Lagerschale. Ein hydrodynamischer Zustand im optimalen Betriebsbereich (Mischreibung) stellt sich aufgrund der vorliegenden Kinematik beim Honen nicht ein. Basierend auf diesen Kenntnissen zeigt die folgende Abbildung 8-2 ein Umsetzungskonzept zur Anwendung auf die vorhandene kardanische Vorrichtung. Hierbei wird der Führungsstift des Kardansystems aktiv durch eine von außen initiierte Rotationsbewegung in Bewegung versetzt. Durch den in Bewegungsrichtung verengenden Stauraum (keilförmiger Spalt) bildet sich die typische Druckverteilung eines hydrodynamischen Lagers aus. Nach [WJVS2019] versucht der Führungsstift unter Einfluss der Festkörperreibung mit Beginn der Drehung an der Lagerfläche hochzuwandern. Infolgedessen wird das Schmieröl in den keilförmigen Spalt hineingezogen. Mit ansteigender Drehzahl baut sich folglich der hydrodynamische Druck auf, der den Führungsstift anhebt und der Lagerkraft entgegenwirkt. Hierbei nimmt die Reibung ab und es wird mit Überfahren des Ausklinkpunktes der Bereich der Flüssigkeitsreibung erreicht. Für den speziellen Anwendungsfall der kardanischen Vorrichtung eignen sich hydrodynamischen Gleitlager zur Aufnahme stoßartiger Belastungen. [WJVS2019] Die Auslegung des Betriebsbereichs sollte hierbei oberhalb des Ausklinkpunktes liegen um einem unerwünschten Hineinlaufen in den Mischbereich bei Drehzahlschwankungen entgegenzuwirken. In der Praxis wird die Betriebsdrehzahl bei der Lagerauswahl mit $n \geq 2 \cdot n_{\ddot{u}}$ gewählt. [Künn2001]

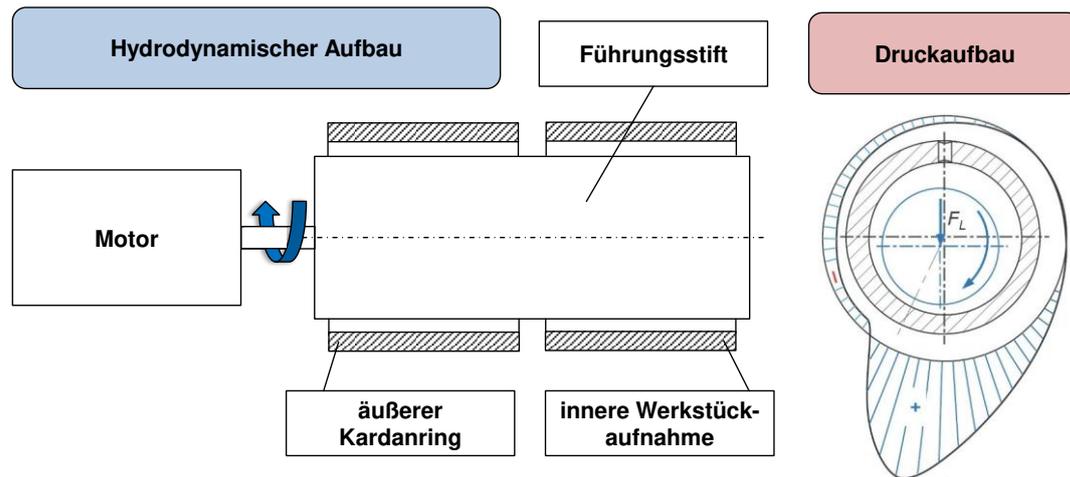


Abbildung 8-2: radial wirkendes hydrodynamisches Gleitlager nach [BrWe2017]

8.2.2 Optimiertes Vorrichtungdesign zur Kompensation von Reibung

Das vorherige Kapitel beschreibt drei Optimierungsansätze basierend auf der Funktionsweise des hydrostatischen, aerostatischen sowie des hydrodynamischen Gleitlagers. Die Ausgleichbewegungen erfolgen hierbei analog auf dem in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Vorrichtungskonzept durch die Relativbewegungen zwischen den Führungsstiften und den Lagerschalen der Vorrichtungskomponenten. Aufgrund des hohen fertigungstechnischen Aufwandes der oben beschriebenen Ansätze soll im Folgenden jedoch ein weiterer Optimierungsansatz vorgestellt und weiter ausgeführt werden. Die Grundlage des Optimierungsansatzes liegt in der Implementierung eines speziellen Federkonzeptes zur Realisierung der erforderlichen Freiheitsgrade. Die Zielsetzung beinhaltet die Gewährleistung der translatorischen und angularen Bewegungen im Vorrichtungssystem zum Ausgleich der Weganregung des Honwerkzeuges. Ein besonderer Aspekt stellt jedoch die Kompensation von Reibung zur Optimierung der Prozessdynamik dar.

Im Allgemeinen beschreibt ein Federdiagramm die grafische Darstellung der Belastungs-Verformungs-Abhängigkeit einer Feder unter Einwirkung einer Kraft oder einem Moment. Die folgende Abbildung 8-3 beschreibt die grundlegende Abgrenzung unterschiedlicher Federkennlinien für beide Belastungsfälle. Im Fall einer linearen Kennlinie steigen die Federbelastung und Verformung proportional an. Ein progressiver Kennlinienverlauf beschreibt dagegen, dass die Federn mit steigender Belastung ein härteres Verhalten aufweisen. Demgegenüber zeigen Federn mit degressivem Kennlinienverlauf mit steigender Belastung ein weiches Verhalten. Die geleistete Federarbeit lässt sich durch die unter der Federkennlinie liegenden Fläche berechnen. [WJVS2019] Durch die gezielte Anordnung von Serien- und Parallelschaltungen von Einzelfedern lassen sich auf den Anwendungsfall abgestimmte Federkennlinien einstellen. Zusätzlich kann die Kennlinie durch die Wahl der Federwerkstoffe und deren Behandlungen beeinflusst werden.

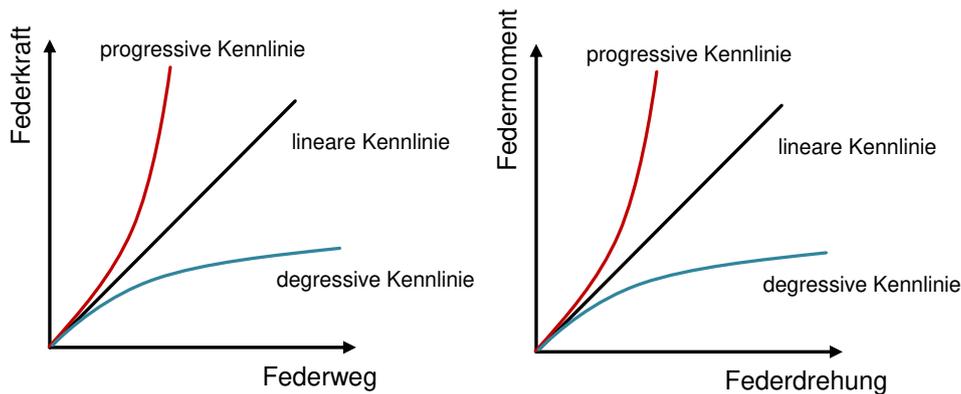


Abbildung 8-3: Kraft-Weg-Kennlinie (links) Moment-Verdrehwinkel-Kennlinie (rechts) nach [WJVS2019]

Die folgende Abbildung 8-4 (links) zeigt das neue Vorrichtungsdiseing zur Kompensation von Reibung im CAD-Modell durch den Einsatz von zwei parallel angeordneten Federkombinationen. Ein Austausch der Vorrichtungen ist aufgrund der äußeren Geometrieabmessungen des Kardantopfes vollständig gegeben. Die Fixierung des Bauteils erfolgt weiterhin durch die form- und kraftschlüssige Verbindung im Zentrum der Werkstückaufnahme. Die vier notwendigen Freiheitsgrade werden durch die beiden Federkombinationen zwischen Kardantopf und Werkstückaufnahme realisiert. Hierbei handelt es sich um die Serienschaltung einzelner Wellenfedern, deren Belastungsrichtung sich jedoch von den handelsüblichen Wellenfedern unterscheidet. Durch diesen speziellen Aufbau wird ein vollständiger 360°-Belastungsausgleich in der translatorischen x - und y -Ebene verwirklicht. Der Einbau von zwei parallel angeordneten Federkombinationen lässt zusätzlich kleine Verkippungen im Vorrichtungssystem zu. Die Aufnahme des Schnittmoments infolge der Rotationsbewegung ist ebenfalls gewährleistet. Das neue Vorrichtungsdiseing realisiert somit die notwendigen translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen im Vorrichtungssystem ohne das Auftreten unerwünschter Reibung zwischen den Führungsstiften und den Lagerschalen. Die Ausgleichbewegungen sind über die entsprechenden Federkennlinien einstellbar. Aufgrund des rotationssymmetrischen Aufbaus der Federkombination verursacht jede Ausgleichbewegung gleichzeitig eine Druck- und Zugbelastung. Die Be- und Entlastung der Feder ist durch eine Reibungs-Hysterese gekennzeichnet, wodurch sich der reibungsabhängige Dämpfungsfaktor ψ_D berechnen lässt. Der Dämpfungsfaktor lässt sich über die äußere und innere Federreibung einstellen. Aufgrund des Federdesigns ist jedoch die äußere Reibung zu vernachlässigen. Die innere Reibung wird dagegen ausschließlich über die Werkstoffauswahl eingestellt [WJVS2019]. Neben den oben genannten Aspekten stellt die Ausrichtung und damit der resultierende Schwerpunkt der Werkstückaufnahme ein wichtiger Punkt dar. Analog zum bestehenden Vorrichtungskonzept sollte dieser aus Stabilitätsgründen leicht unterhalb der Ausgleichsachsen unter Berücksichtigung der Bauteilposition liegen. Die Abbildung 8-4 (rechts) zeigt die Untersuchung des Schwerpunkts mittels des verwendeten CAD-Systems. Die Konstruktion wurde somit so optimiert, dass sich eine Ausgleichsachse in der Mitte beider

Federkombinationen in Bezug auf die z -Achse einstellt. Eine Zentrierung erfolgt automatisch durch die entsprechende Vorspannung der Federkombinationen. Aufgrund des rotationssymmetrischen Aufbaus bleibt der Schwerpunkt bezüglich der x - und y -Achse unverändert im Zentrum der Werkstückaufnahme.

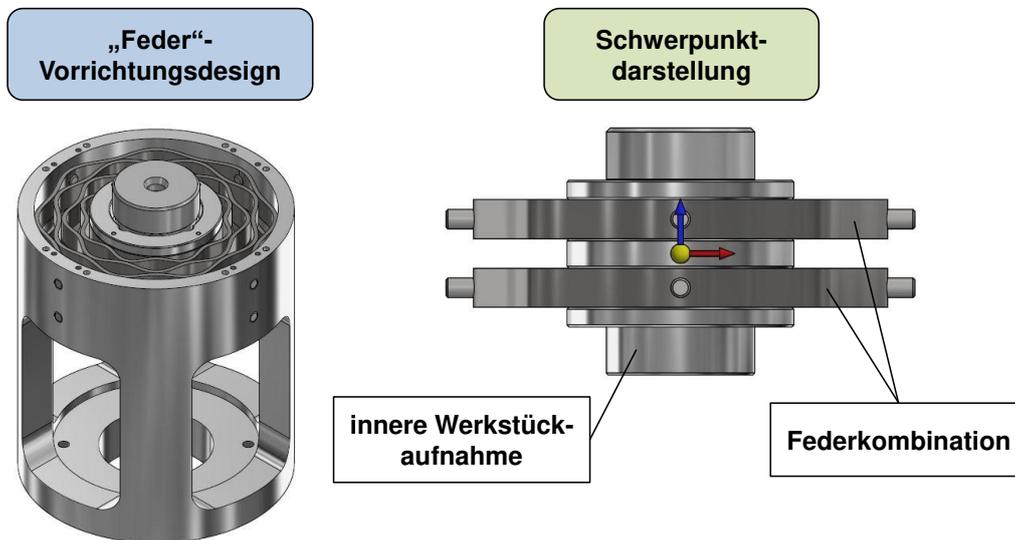


Abbildung 8-4: „Feder“-Vorrichtungsdesign zur Kompensation von Reibung

Neben dem konstruktiven Aufbau soll im Folgenden durch eine Belastungsanalyse exemplarisch die Funktionsweise des optimierten Vorrichtungsdesigns dargelegt werden. Die Abbildung 8-5 zeigt hierbei die Vorrichtung mit einer radialen Belastung, welche idealisiert im Schwerpunkt angreift und somit eine translatorische Ausgleichbewegung simuliert. Hierfür wurde eine Konuskraft von 100 N angenommen. Nach Formel (2.5) aus Kapitel 2.2.2 lässt sich die resultierende Honleistenkraft berechnen. Diese Kraft verursacht in der Gesamtbetrachtung eine Zug- und Druckbelastung in den beiden Federkombinationen, die im folgenden Modell als ABS-Kunststoff implementiert wurden. Zur besseren Darstellung der Verschiebungen wurde hierbei eine angepasste Vergrößerung in der Simulation gewählt. Die minimalen und maximalen Verschiebungswerte sind anhand der Farbskala ablesbar. Die innenliegenden Wellenfedern erfahren folglich eine höhere Belastung als die Federn am äußeren Umfang. Die hierbei dargelegten Erkenntnisse sollen als Grundlage für weitere Analysen dienen und im Zuge zukünftiger Arbeiten weiter ausgeführt werden.

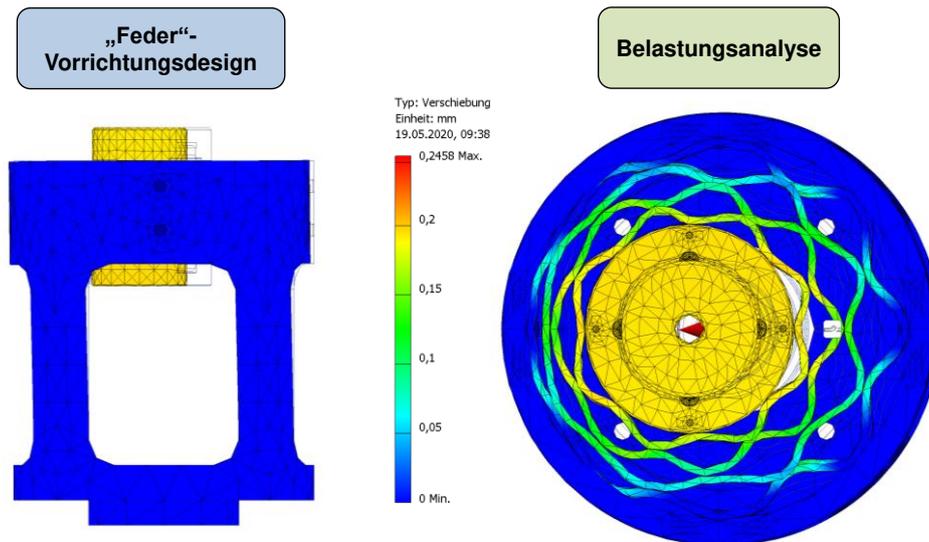


Abbildung 8-5: Belastungsanalyse „Feder“-Vorrichtungsdesign

8.2.3 Modellansatz zur Kompensation von Reibung

Basierend auf dem optimierten Vorrichtungsdesign zur Kompensation von Reibung soll im Folgenden der bestehende translatorische Modellansatz aus Kapitel 5.2.1 auf den vorliegenden Fall übertragen und in MATLAB®/Simulink implementiert werden. Analog zur bestehenden Modellbildung stellt das rotierende und oszillierende Honwerkzeug die Systemanregung dar. Die hierfür eingeführten Relativkoordinatenachsen bleiben weiter bestehen. Die Implementierung der Federkombinationen des optimierten Designs soll als Gesamtbetrachtung erfolgen und wird somit als ein Feder-Dämpfer-System in die Differentialgleichung implementiert. Diese Kräfte werden in der aufgestellten Differentialgleichung als F_{cF} und F_{dF} eingeführt. Die Kraft F_{cF} bezeichnet die resultierende Federkraft der Wellenfederkombination und die Kraft F_{dF} die dazugehörige Dämpfung. Aufgrund des rotationssymmetrischen Aufbaus soll im Folgenden lediglich auf die Koordinatenachse in x -Richtung eingegangen werden. Durch Anwendung des Newton'schen Aktionsprinzips ist es erneut möglich, die dazugehörige translatorische Differentialgleichung aufzustellen:

$$m_i \ddot{x} = -F_{cF} - F_{dF} + F_{cW}(t) + F_{dW}(t) \quad (8.2)$$

Durch Einsetzen der einzelnen Feder- und Dämpferkräfte resultiert die folgende Differentialgleichung:

$$m_i \ddot{x} = -c_F x - d_F \dot{x} + c_W (u_x - x) + d_W (\dot{u}_x - \dot{x}) \quad (8.3)$$

Die folgende Abbildung 8-6 zeigt die Implementierung der oben dargestellten Differentialgleichung in MATLAB®/Simulink basierend auf dem bestehenden Simulationskonzept.

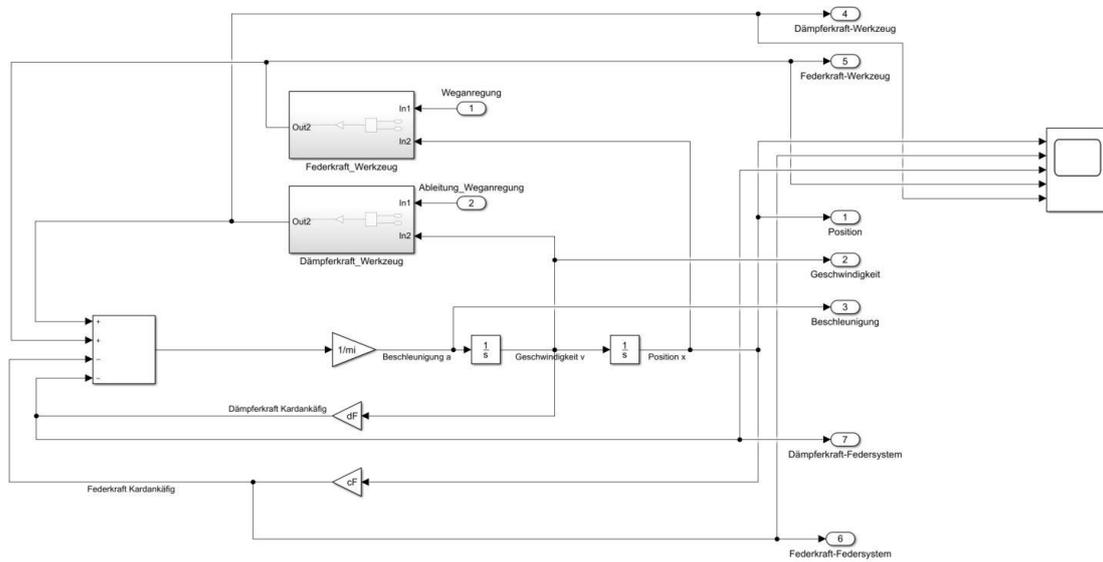


Abbildung 8-6: Implementierung der Differentialgleichung in MATLAB®/Simulink

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigte sich mit der Untersuchung der Prozessdynamik beim Präzisionshonen. Der Fokus bildete hierbei die kardanische Werkstückaufnahme und deren vier Freiheitsgrade. Diese vier Freiheitsgrade realisieren die translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen im Werkzeug-Werkstück-System. Das Honwerkzeug, im vorliegenden Fall zur Bearbeitung von Bohrungen von 8 mm Durchmesser, bildet die Schnittstelle zur Werkstückaufnahme und stellt gleichzeitig die Weganregung des Systems dar. Die Werkzeugkinematik ist durch die Überlagerung der Rotations- und Oszillationsbewegung sowie die für den Abtrag erforderliche Zustellbewegung der Honleiste charakterisiert. Während des Honprozesses stellt sich der Zustand der gleichachsigen Bearbeitung zwischen Bauteil und Werkzeug ein. Die Bedeutung der Honbearbeitung und der resultierenden Funktionsoberflächen von technischen Bauteilen wird zu Beginn der Arbeit dargestellt. Hierbei werden zusätzlich die Aufgaben bezüglich der mechanischen Bauteilbeanspruchung (Haften, Gleiten, Dichten und Führen) erläutert.

Zur Analyse der Prozessdynamik stellt der Aufbau einer geeigneten Versuchsvorrichtung einen wichtigen Schritt der Arbeit dar. Hierzu wurden zunächst mittels eines externen Aufbaus mit zwei Hochgeschwindigkeitskameras die Prozessgrenzen der Ausgleichbewegungen dargestellt. Aufbauend auf den gewonnenen Kenntnissen konnten verschiedene Konzepte zur Auslegung einer Versuchsvorrichtung erarbeitet und ausgeführt werden. Die Aufnahme der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen der kardanischen Werkstückaufnahme wurde auf Basis einer hochauflösenden Wirbelstromsensorik realisiert. Diese Wirbelstromsensoren wurden an mehrerer Stellen der Arbeit eingesetzt. Der Fokus lag im Folgenden auf dem Konzept zur Messung der direkten translatorischen Kardanbewegung. Die angularen Verkippungen konnten infolgedessen durch die geometrischen Gegebenheiten berechnet werden. Zusätzlich wurde die bereits bestehende Messtechnik in das Konzept integriert, sodass eine synchrone Messung und Auswertung aller Messsignale umgesetzt wurde.

Im Kapitel der Modellbildung wurden zwei getrennte Modelle zur Beschreibung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen aufgebaut und beschrieben. Zusätzlich konnten die Querkräfte im Vorrichtungssystem mathematisch dargestellt werden. Der Fokus der Modellbildung lag auf der Beschreibung der Übergänge der Kardanachsen, die im mechanischen Ersatzmodell durch ein entsprechendes Feder-System und einen Reibdämpfer realisiert wurden. Die Kopplung zwischen Werkzeug und Bauteil wurde durch ein Feder-Dämpfer-System umgesetzt. Die Implementierung dieser Ersatzmodelle erforderte die Bestimmung von diversen Modellparametern. Im ersten Schritt wurden die bekannte Werkzeugkinematik und deren Anregung abgebildet. Durch den Aufbau eines externen Reibprüfstandes konnten Reibwerte für die Implementierung des Reibdämpfers ermittelt werden. Basierend auf diesen Kenntnissen wurde eine Matlab®/Simulink Simulation zur Analyse der Ersatzmodelle erstellt. Hierbei fand eine getrennte Betrachtung des translatorischen und angularen Falls als auch der festgelegten Parameterstufen statt. Die Analyse der niedrigsten Parameterstufe mit der Rotationsgeschwindigkeit von 500 min^{-1} und der Oszillationsgeschwindigkeit

von 86 mm/s zeigte durch Anwendung des Karnopp-Reibmodells die besten Ergebnisse auf. Durch das verwendete Karnopp-Modells konnten die Diskontinuitäten im Zuge der hochdynamischen Honkinematik im Vergleich zum Stribeck-Modell behandelt werden. Dennoch zeigte die Analyse der höheren Parameterstufen Defizite in der Ausbildung der Reibkraft, welche sich auf die Gesamtbetrachtung und somit auf das Positionssignal auswirkte. Neben den Reibkräften wurden auch die resultierenden Feder- und Dämpferkräfte im Detail untersucht. Im Zuge der Simulationsanalyse konnte eine Verkippungsbreite von $0,15^\circ$ ermittelt werden. Die experimentellen Analysen charakterisierten die Gesamtbetrachtung der translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen infolge der Werkzeuganregung für die ausgewählten Parameterstufen. Die ersten Stufen wiesen ein stabiles Prozessverhalten auf. Die hierbei gemessenen Verschiebungsbreiten lagen unter $100 \mu\text{m}$. Mit zunehmender Dynamik stieg die Verschiebungsbreite auf $170 \mu\text{m}$ und $250 \mu\text{m}$ an, die jedoch im Zuge der höchsten Parameterstufe wieder absank. Dieser Sachverhalt bestätigte die bereits zuvor festgestellte Resonanzlage im Bereich der vierten Parameterstufe, die die Rotationsgeschwindigkeit von 2000 min^{-1} und die Oszillationsgeschwindigkeit von 344 mm/s abbildet. Die Analyse der Verkippungsbreite zeigte ein ähnliches Bild auf, jedoch fiel der Anstieg im Bereich der Resonanzlage deutlich geringer aus. Es wurde je nach Parameterstufe eine Verkippung von etwa $0,1^\circ$ bis $0,2^\circ$ berechnet. Zusammenfassend soll die folgende Abbildung 9-1 die untersuchten Geschwindigkeitsintervalle in drei Bereiche einteilen:

- Stabiler Honprozess
- Instabiler Resonanzbereich
- Selbstzentrierungsbereich

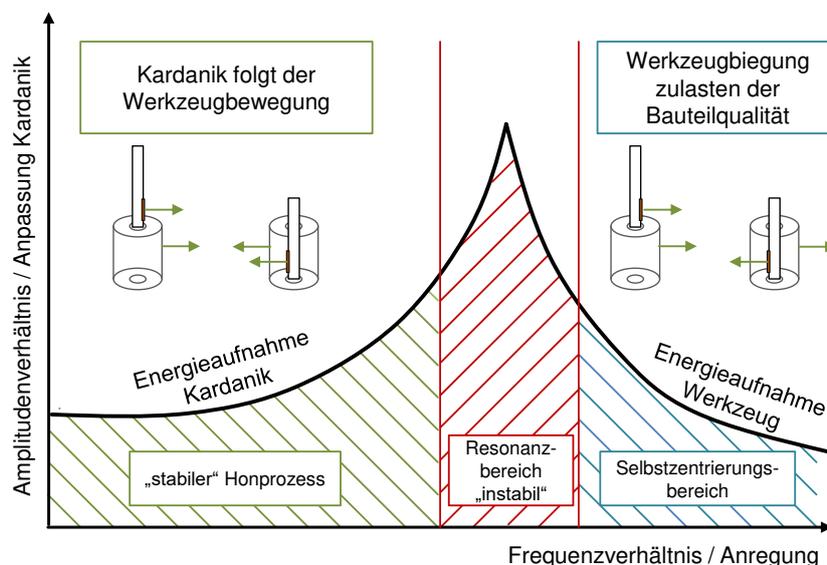


Abbildung 9-1: zusammenfassende schematische Darstellung der Versuchsergebnisse

Der erste Bereich soll zeigen, dass die kardanische Werkstückaufnahme der Werkzeuganregung folgt und sich ein stabiles Frequenzverhalten einstellt. Der zweite Resonanzbereich charakterisiert dagegen einen unerwünschten und instabilen Honprozess, den es zu vermeiden gilt. Im letzten Bereich der Selbstzentrierung reduzieren sich jedoch unerwünschte Schwingungen wieder, die jedoch auf Kosten des Werkzeuges gehen. Aufgrund der Werkzeuggeometrie und dessen Elastizitätskennwerte ist eine Verbiegung zulasten der Bauteilqualität festzustellen.

Im letzten Kapitel der Arbeit wurden Optimierungsansätzen zur Verbesserung der Prozessdynamik basierend auf hydrostatischen und hydrodynamischen Lagerungskonzepten zur Beeinflussung der Reibzustände in den Kardanachsen dargestellt. Zusätzlich wurde aus den in dieser Arbeit gewonnen Erkenntnissen ein neues Vorrichtungsdesign konzipiert, welches die translatorischen und angularen Ausgleichbewegungen durch den Einsatz von zwei parallel aufgebauten Federkombinationen realisiert. Durch dieses Design konnte im Simulationsmodell die Kompensation von unerwünschten Reibmechanismen erreicht werden. Zugleich kann durch entsprechende Auswahl der Federkennlinien und Masseverhältnisse der Werkstückaufnahme die Resonanzfrequenz angepasst werden, wodurch sich höhere Schnittgeschwindigkeiten beim Honen erreichen lassen.

LITERATURVERZEICHNIS

- [AfwF1932] N, N.: Ausschuss für wirtschaftliche Fertigung. Feinstbearbeitung - Polierne, Läppen, Honen, Preßpolieren, Polierdrehen, Veröffentlichungen des Reichskuratoriums für Wirtschaftlichkeit, Nr. 74, Beuth Verlag, Berlin, 1932.
- [AlLaSw2005] Al-Bender, F.; Lampaert, V.; Swevers, J.: The generalized Maxwell-slip model: a novel model for friction Simulation and compensation. IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 50, Nr. 11, 2005.
- [An2014] An, J: Bestimmung der Schmierungs- und Reibungsverhältnisse im Kontakt Kolbenring gegen Zylinderlaufbahn von Verbrennungsmotoren in einem Modelltribometer. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2014.
- [Angu2014] Angus, J. C.: Diamond synthesis by chemical vapor deposition: The early years. Diamond and Related Materials. Jg. 49, pp. 77-86, 2014.
- [Asti2014] Astitouh, M.: Prozessüberwachung und -regelung beim Trennschleifen von Hartgestein. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2014.
- [BaSc2001] Barbezat, G.; Schmid, J.: Plasmabeschichtungen von Zylinderkurbelgehäusen und ihre Bearbeitung durch Honen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Nr. 62, pp. 314-320, 2001.
- [Basch2012] Baschin, A.: Analyse und Simulation der Prozessdynamik und -stabilität beim NC-Mikrofräsen. Dissertation, Technische Universität Dortmund, 2012.
- [BäScMo2012a] Bähre, D.; Schmitt, C.; Moos, U.: Analysis of the Differences between Force Control and Feed Control Strategies during the Honing of Bores. 5th CIRP Conference on High Performance Cutting, pp. 377-381, 2012.
- [BäScMo2012b] Bähre, D.; Schmitt, C.; Moos, U.: Comparison of Different Approaches to Force Controlled Precision Honing of Bores. Proceedings of NAMRI/SME, 2012.
- [Baur2014] Baur, M.: Aktives Dämpfungssystem zur Ratterunterdrückung an spanenden Werkzeugmaschinen. Dissertation, Technische Universität München, 2014.
- [Bode1989] Bode, H.-O.: Honen von Grauguß-Kurbelgehäusen in Großserie. Qualität in der Fertigung Honen in Forschung

- und industrieller Anwendung, 1. Fachtagung, pp. 22-27, 1989.
- [Born1969] Bornemann, G.: Honen von gehärtetem Stahl und Kokillengrauguß mit Korund- und Diamanthonleisten. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1969.
- [BoTa1939] Bowden, F. P.; Tabor, D.: The area of contact between stationary and moving surfaces. Proceedings of the Royal Society of London, Series A. Mathematical and Physical Sciences, Jg. 169, pp. 391-413, 1939.
- [BrWe2017] Brecher, C.; Weck, M.: Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2 – Konstruktion, Berechnung und messtechnische Beurteilung. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2017.
- [CaOlAsLi1995] Canudas de Wit, C.; Olsson, H.; Astrom, K. J.; Lischinsky, P.: A new model for control of systems with friction. IEEE Transactions on Automatic Control. Vol. 40, Nr. 3, pp. 419-425, 1995.
- [CzSkSi2014] Czichos, H.; Skrotzki, B.; Simon, F.-G.: Das Ingenieurwissen: Werkstoffe. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2014.
- [DeTö2011] Denkena, B.; Tönshoff, H. K.: Spanen. Grundlagen. VDI-Buch, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, 2011.
- [Diet2016] Dietrich, J.: Praxis der Zerspantechnik. Verfahren, Werkzeuge, Berechnung. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016.
- [DIN EN ISO 13565-1] DIN EN ISO 13465-1: Geometrische Produktspezifikationen. Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 1: Filterung und allgemeine Meßbedingungen. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1998.
- [DIN EN ISO 4287] DIN EN ISO 4287: Geometrische Produktspezifikation. Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2010.
- [DIN EN ISO 4288] DIN EN ISO 4188: Geometrische Produktspezifikationen. Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1988.

- [DIN8580] DIN8580: Fertigungsverfahren. Begriffe, Einteilung. Ersatz für DIN 8580:1974-06. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2003.
- [DIN8589-14] DIN8589-14: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 14: Honen. Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Ersatz für DIN 8589-14:1981-03. DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2003.
- [Feld1922] Feldhaus, F. M.: Leonardo, der Techniker und Erfinder. 3. u. 4. Tausend. Verlag Eugen Diederichs, Jena, 1922.
- [Fisc2001] Fischer, A.: Laserlegieren zur Laufflächenbildung bei Aluminium-Motorblöcken. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Nr. 62, pp. 250-253, 2001.
- [FIHa2011] Flores, G.; Hampp, E.: Funktion und Anwendung superharter Schneidstoffe im Honprozess. Jahrbuch 65: Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, Nr. 65, pp. 273-285, 2011.
- [FIWi2017] Flores, G.; Wiens, A.: Grundlagen und Anwendungen des Honens. 2. Auflage, Vulkan Verlag, Essen, 2017.
- [FrSc2015] Fritz, A. H.; Schulze, G.: In: Fertigungstechnik (Reihe: Springer-Lehrbuch). 11. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2015
- [Gahr1988] Gahr, K.H.Z.: Modelling of two-body abrasive wear. Wear, Vol. 124, Issue 1, pp. 87-103, 1988.
- [Giwe2003] Giwerzew, A.: Spanbildungsmechanismen und tribologisches Prozessverhalten beim Schleifen mit niedrigen Schnittgeschwindigkeiten. Dissertation, Leibniz-Institut für Werkstofforientierte Technologien Bremen, 2003.
- [GrBeGö2019] Grote, K.-H.; Bender, B; Göhlich, D.: Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. 25. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2019.
- [Groß2016] Große, T.: Formhonen mit piezo-hydraulischem Honwerkzeug. Dissertation. Technische Universität Braunschweig, 2016.
- [Haas1955] Haasis, G.: Untersuchungen über wirtschaftliches Honen. Dissertation. Technische Hochschule Stuttgart, 1955.
- [Haas1956] Haasis, G.: Honen im Transfer-System. Werkstatt und Betrieb Jg. 89, pp. 435-438, 1956.
- [Haas1991] Haasis, G.: Zeitgemäße Vorrichtungsausführungen beim Langhub- und Dornhonen. Qualität in der Fertigung Honen in Forschung und industrieller Anwendung, 2. Fachtagung, pp. 73-100, 1991.

- [Hass2019] Hassis, A.: Untersuchung und Verbesserung des Kontaktverhaltens von Kegelrollenlagern bei hohen Drehzahlen. Dissertation. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen. 2019.
- [Hell2015] Hellwig, T.: Simulation der Kolbengruppe und deren Interaktion mit der Zylinderlaufbahn. Dissertation. Technische Universität München, 2015.
- [HeGr1980] Heisel, U.; Grage, H.: Verbesserung des dynamischen Verhaltens durch Verwendung verstellbarer Werkzeughalter. Kurzberichte der Hochschulgruppe Fertigungstechnik, Jg. 102, Nr. 66, 1980.
- [HKUS2014] Heisel, U.; Klocke, F.; Uhlmann, E.; Spur G.: Handbuch Spanen. 2. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2014.
- [HeNo1993] Helletsberger, H.; Noichel, J.: Grenzwerte und Wirtschaftlichkeit von Korund, Sinterkorund und CBN. Einsatzbereiche von Schleifscheiben. Technische Rundschau 5, Nr. 13, pp. 640-659, 1993.
- [Hirs2016] Hirsch, A.: Werkzeugmaschinen – Anforderungen, Auslegung, Ausführungsbeispiel. 3. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016.
- [HoQu2014] Hoffmann, J.; Quint, F.: Simulation technischer linearer und nichtlinearer Systeme mit MATLAB/Simulink. Oldenburg Wissenschaftsverlag GmbH, München, 2014.
- [HoScSt2019] Hoen, T.; Schmid, J.; Stumpf, W.: Weniger Verschleiß und Ölverbrauch durch Spiralgleithonung bei Deutz-Motoren. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Nr. 70, pp. 324-329, 2009.
- [Jaco2012] Jacobsen, J.: Einsatz von Körperschall-Sensorik zur Analyse der Prozessdynamik und zur aktiven Unwuchtkompensation beim Außenrundscheifen. Dissertation, Leibniz Universität Hannover, 2012.
- [Juch1984] Juchem, H.O.: Entwicklungsstand beim Honen von Bohrungen in metallischen Werkstücken mit Diamant und CBN. Industriediamanten Rundschau IDR, Band 18, Nr. 3, pp. 173-185, 1984.
- [KADIA2020a] Klein, H.: Honen – Anwendungen. Internetquelle URL: <https://kadia.com/de/honen/>, KADIA Produktion GmbH & Co., Nürtingen, 2020.

- [KADIA2020b] Klein, H.: KADIA Honwerkzeuge - Schnittstelle zwischen Maschine und Werkstück. Internetquelle URL: <https://kadia.de/honen/honwerkzeuge/>, KADIA Produktion GmbH & Co., Nürtingen, 2020.
- [Kalv2005] Kalveram, M.: Analyse und Vorhersage der Prozessdynamik und Prozessstabilität beim Hochgeschwindigkeitsfräsen. Dissertation, Technische Universität Dortmund, 2005.
- [Karn1985] Karnopp, D.: Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. Jg. 107, Nr. 1, 1985.
- [KBGGG2001] Klocke, F.; Baus, A.; Grabec, I.; Gradisek, J.; Govekar, E.: Prozessüberwachung mit nichtlinearer Dynamik - Eine neue Methode zur Rattererkennung im Schleifprozess. *wt WerkstattTechnik*, Ausgabe 05-2001, pp. 275, 2001.
- [KFMBKB2016] Klein, S.; Forsch, K.; Maier, R.; Brandstetter, J.; Klein, H.; Bähre, D.: Untersuchung des kinematischen Verhaltens beim Präzisionshonen von Bohrungen. *Jahrbuch 67: Schleifen, Honen, Läppen und Polieren*, Nr. 67, pp. 206–215, Vulkan Verlag, Essen, 2016.
- [KIBä2018] Klein, S.; Bähre, D.: Analysis of the Movements in Relation to the Degrees of Freedom in Precision Honing. *Procedia Manufacturing*. Vol. 26, pp. 286-293, 46th SME North American Manufacturing Research Conference, 2018.
- [KIFaBä2017] Klein, S.; Fang, S.; Bähre, D.: Analysis of Different Surface Structures of Hard Metal Guiding Stones in the Honing Process. *Procedia Manufacturing*. Vol. 10., pp. 265-275, 2017.
- [KIFI2001] Klink, U.; Flores, G.: Honen - Fortschritte durch optimierte Werkzeuge und Prozesse. *Fachgebiete in Jahresübersichten*, Teil 1. VDI-Z 143, Nr. 6 - Juni, pp. 49-56, 2001.
- [KIGrBä2018] Klein, S.; Greulich, M.; Bähre, D.: Analysis of the Dynamics of a Honing Gimbal by using Two Friction Models in Long Stroke Honing. *Procedia CIRP*, Vol. 77, pp.328-331, 2018.
- [KIGrBä2019] Klein, S.; Greulich, M.; Bähre, D.: Analysis of the Interaction of the Honing Tool in Relation to the Gimbal by a Simulation in Precision Honing. *Procedia CIRP*. Vol. 82, 17th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations, pp. 190-195, 2019.
- [Klin1986] Klink, U.: Honen. VDI-Z 128, Nr. 3 - Februar, 1986.
- [Klin1989] Klink, U.: Vollautomatische Honanlagen für Kurbelgehäuse aus AlSi 17, Honen von Lagerungen aus Al₂O₃. *Qualität in*

- der Fertigung Honen in Forschung und industrieller Anwendung, 1. Fachtagung, pp. 129-157, 1989.
- [Klin2015] Klink, U.: Honen - Umweltbewusst und kostengünstig Fertigen. Carl Hanser Verlag, München, 2015.
- [KIKIBä2019] Klein, S.; Klein, H.; Bähre, D.: Analyse der Prozessdynamik beim Präzisionshonen von Bohrungen. Jahrbuch 68: Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, Nr. 68, pp. 298-309, Vulkan Verlag, Essen, 2019.
- [Kloc2017] Klocke, F.: Fertigungsverfahren 2 Zerspanung mit geometrisch unbestimmter Schneide. 5. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2017.
- [KIScBä2020] Klein, S.; Schorr, S.; Bähre, D.: Quality Prediction of Honed Bores with Machine Learning Based on Machining and Quality Data to Improve the Honing Process Control. Procedia CIRP. Vol. 93, 53rd CIRP Conference on Manufacturing Systems, pp. 1322-1327, 2020.
- [Koll2018] Kollenberg, W.: Technische Keramik Grundlagen - Werkstoffe - Verfahrenstechnik. 3. Auflage, Vulkan-Verlag, Essen 2018.
- [Kret2018] Kreter, S.: Modellbildung und Simulation von Honprozessen für thermisch beschichtete Zylinderlaufbahnen. Dissertation, Universität Magdeburg, 2018.
- [KrKe2013] Krämer, A.; Kempkes, J.: Modellierung und Simulation von nichtlinearen Reibungseffekten bei der Lageregelung von Servomotoren. FHWS Science Journal. Jg. 1, Nr. 2, pp. 47–57, 2013.
- [Künn2001] Künn, B.: Einführung in die Maschinenelemente Gestaltung - Berechnung - Konstruktion. 2. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2001.
- [Lere2019] Lerez, C.: Intelligente Vorrichtungen für die Prozessüberwachung und –beeinflussung in der zerspanenden Fertigung dünnwandiger. Dissertation, Universität Magdeburg, 2019.
- [LLZHZ2015] Liu, Y. F.; Li, J.; Zhang, Z. M.; Hu, X. H.; Zhang, W. J.: Experimental comparison of five friction models on the same test-bed of the micro stick-slip motion system. Mechanical Sciences. Jg. 6, Nr. 1, pp. 15-28, 2015.
- [Mahr2015] Mahr, F. F.: Modellbasierte Prozessoptimierung für das Mikrofräsen. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2015.

- [MaYe1992] Martin, K.; Yegenoglu, K.: HSG - Technologie, Handbuch zur praktischen Anwendung, Guehring Automation GmbH, 1992.
- [MDZE2012] Mezghani, S.; Demirci, I.; Zahouani, H.; El Mansori, M.: The effect of groove texture patterns on piston-ring pack friction. Precision Engineering. Vol. 36, Nr. 2, pp. 210–217, 2012.
- [MiEp2020] Mirco-Epsilon: Induktive Sensoren (Wirbelstrom) für Weg, Abstand, Position. Internetquelle URL: <https://www.micro-epsilon.de/download/products/cat--eddyNCDT--de.pdf>, Mirco-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG, Ortenburg, 2020.
- [MMBGF2017] Mohr, M.; Mertens, M.; Brühne, K.; Gluche, P.; Fecht, H.-J.: Herstellung, Eigenschaften und Anwendung nano-kristalliner Diamantschichten. Keramische Zeitschrift, pp. 115-121, 2017.
- [Moos2015] Moos, U.: Schnittdruckgeregeltes Bohrungshonen. Dissertation, Universität des Saarlandes, 2015.
- [Mush1986] Mushardt, H.: Modellbetrachtungen und Grundlagen zum Innenrundhonen. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1986.
- [Nieh2016] Niehues, K. K.: Identifikation linearer Dämpfungsmodelle für Werkzeugmaschinenstrukturen. Dissertation, Technische Universität München, 2016.
- [Payr2013] Payrebrune, K. d.: Analyse und Modellierung der Prozess-Strukturwechselwirkungen beim Werkzeugschleifen. Dissertation, Technische Universität Bergakademie Freiberg, 2013.
- [Pero2012] Perović, B.: Hydrostatische Führungen und Lager - Grundlagen, Berechnung und Auslegung von Hydraulikplänen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2012.
- [Pero2013] Perović, B.: Vorrichtungen im Werkzeugmaschinenbau - Grundlagen, Berechnung und Konstruktion. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [Popo2015] Popov, V. L.: Kontaktmechanik und Reibung – Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2015.
- [Raab2004] Raabe, D.: Einfluß der Rauheit metallischer Oberflächen auf Reibung und Rückfederung. Max-Planck-Institut für Eisenforschung, 2004.

- [Rao2012] Rao, G.: Modellierung und Simulation des Systemverhaltens naslaufender Lamellenkupplungen. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2012.
- [Rude2012] Rudermann, M.: Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen. Dissertation, Technische Universität Dortmund, 2012.
- [Rußn2004] Rußner, C.: Hartbearbeitung und erreichbare Oberflächenqualitäten. Technische Keramik, pp. 244-260, 2004.
- [SaMö1987] Saljé, E.; Möhlen, H.: Prozeßoptimierung beim Schleifen keramischer Werkstoffe. IDR 21, Nr. 4, pp. 243-247, 1987.
- [SaSe1987] Saljé, E.; von See, M.: Process-Optimization in Honing. Annals of the CIRP, Vol. 36/1, pp. 235-239, 1987.
- [SBFH2011] Schmitt, C.; Bähre, D.; Forsch, K.; Klein, H.: Feinstbearbeiten hochgenauer Bohrungen durch Honen. Jahrbuch 65: Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, S. 259–271, Vulkan Verlag, Essen, 2011.
- [ScBä2013] Schmitt, C.; Bähre, D.: An Approach to the Calculation of Process Forces During the Precision Honing of Small Bores. Procedia CIRP. Vol. 7, pp. 282-287, 2013.
- [Schm1998] Schmid, J.: Moderne Leichtmetallwerkstoffe für den Motorenbau und deren Endbearbeitung durch Honen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Nr. 59, pp. 248-257, 1998.
- [Schm2015] Schmitt, C.: Analyse und Modellbildung von Kräften beim Präzisionshonen von Bohrungen. Dissertation, Universität des Saarlandes, 2015.
- [Schw2015] Schwarz, S.A.: Prognosefähigkeit dynamischer Simulationen von Werkzeugmaschinenstrukturen. Dissertation, Technische Universität München, 2015
- [ScSm2009] Schmitz, T. L.; Smith, K. S.: Machining Dynamics - Frequency Response to Improved Productivity. Springer Verlag US, Boston, 2009.
- [Sied2008] Siedl, D. J.: Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen. Dissertation, Technische Universität München, 2008.
- [SpLiSa1989] Spur, G.; Linke, K.; Sabotka, I.: Keramikbearbeitung. Hanser Verlag, München 1989.
- [Stam2011] Stamm, W.: Modellierung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit flächigen Reibkontakten. Dissertation, Technische Universität Karlsruhe, 2011.

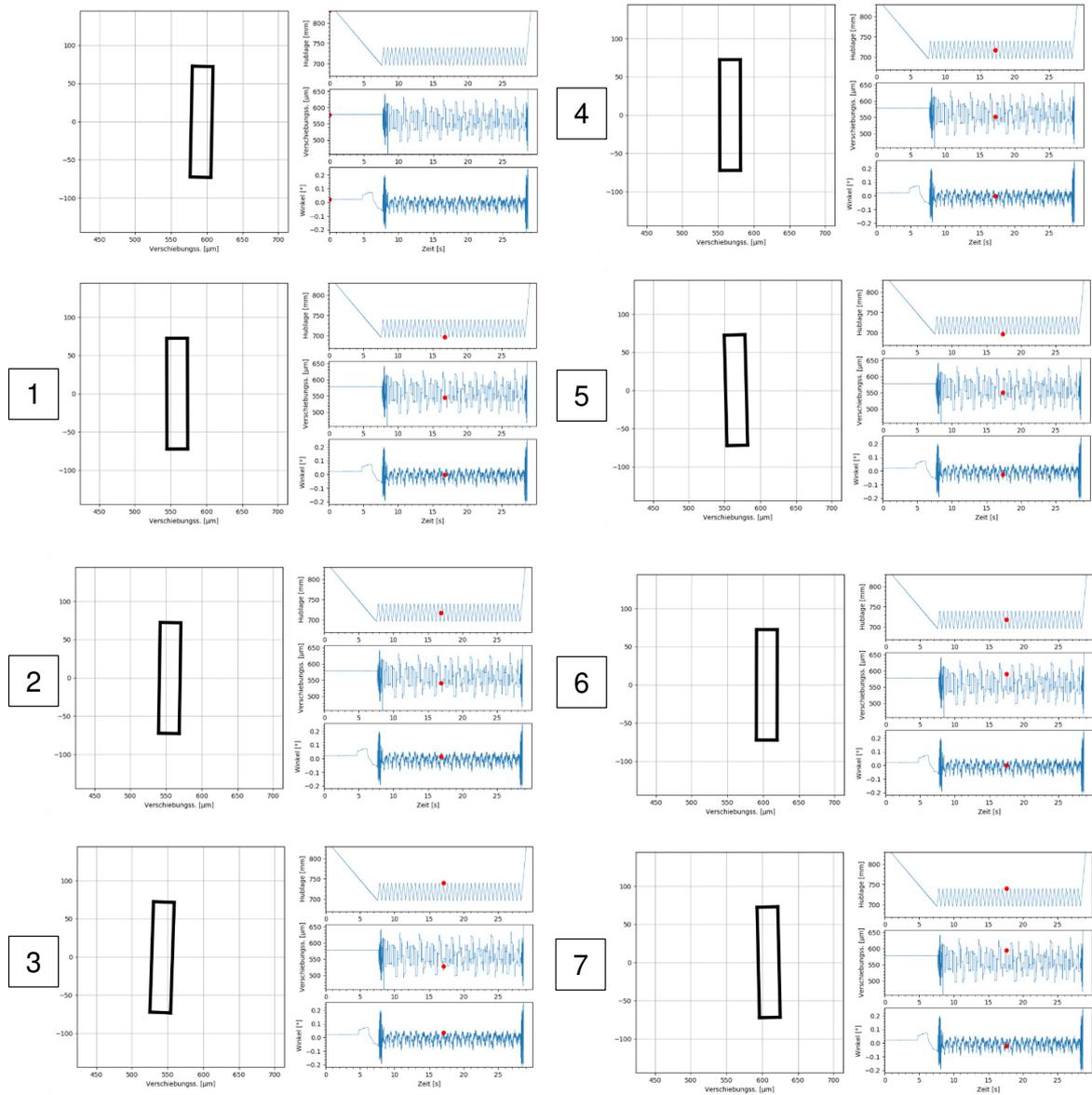
- [Surm2017] Surmann, T.: Simulation der Dynamik von Dreh- und Fräsprozessen. Habilitationsschrift, Technische Universität Dortmund, 2017.
- [Töns1970] Tönshof, T.: Formgenauigkeit, Oberflächenrauheit und Werkstoffabtrag beim Langhubhonen. Dissertation, Technische Universität Karlsruhe, 1970.
- [ViMüOp1985] Victor, H.; Müller, M.; Opferkuch, R.: Zerspantechnik Teil III Schleifen, Honen, Verzahnverfahren, Zerspankennwerte, Wirtschaftlichkeit. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1985.
- [Volk2018] Volk, R.: Rauheitsmessung Theorie und Praxis. 3. Auflage, DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth-Verlag, Berlin, Wien, Zürich, 2018.
- [vSee1989] von See, M.: Optimierung von Honprozessen auf der Basis von Modellversuchen und -betrachtungen. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1989.
- [Waib2013] Waibel, M.: Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen. Dissertation, Technische Universität München, 2013.
- [Wani1952] Waninger, G.: Bewegungsvorgänge und Kraftgrößen beim Feinhonen und die Entwicklung der Geräte. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 1952.
- [Weig1997] Weigmann, U.-P.: Honen keramischer Werkstoffe. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1997.
- [Welz2014] Welzel, F.: Tribologische Optimierung von Zylinderlaufflächen in Verbrennungsmotoren aus fertigungstechnischer Sicht. Dissertation, Universität Magdeburg, 2014.
- [West1991] Westkämper, E.: Honen in Forschung und industrieller Anwendung. 2. Fachtagung, Vulkan-Verlag, Essen, 1991.
- [West1995] Westkämper, E.: Honen in Forschung und industrieller Anwendung. 3. Fachtagung, Vulkan-Verlag, Essen, 1995.
- [Wien2011] Wiens, A.: Formhonen von Zylinderlaufbahnen. Dissertation. Technische Universität Braunschweig, 2011.
- [WJVS2019] Wittel, H.; Jannasch, D.; Voßiek, J.; Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2019.
- [WLFGE1996] Weigmann, U.-P.; Lierse, T.; Friemuth, T.; Gäbler, J.; Eigenmann, B.: Schleifen und Honen keramischer Werk-

stoffe. Kongreß und Ausstellung für Werkstoffe und Anwendungen, 5. Symposium. Werkstoffe für die Fertigung, 1996.

ANHANG A Sequenzvisualisierung

Parameterstufe: $v_t=1000\text{min}^{-1}$; $v_a=172\text{mm/s}$

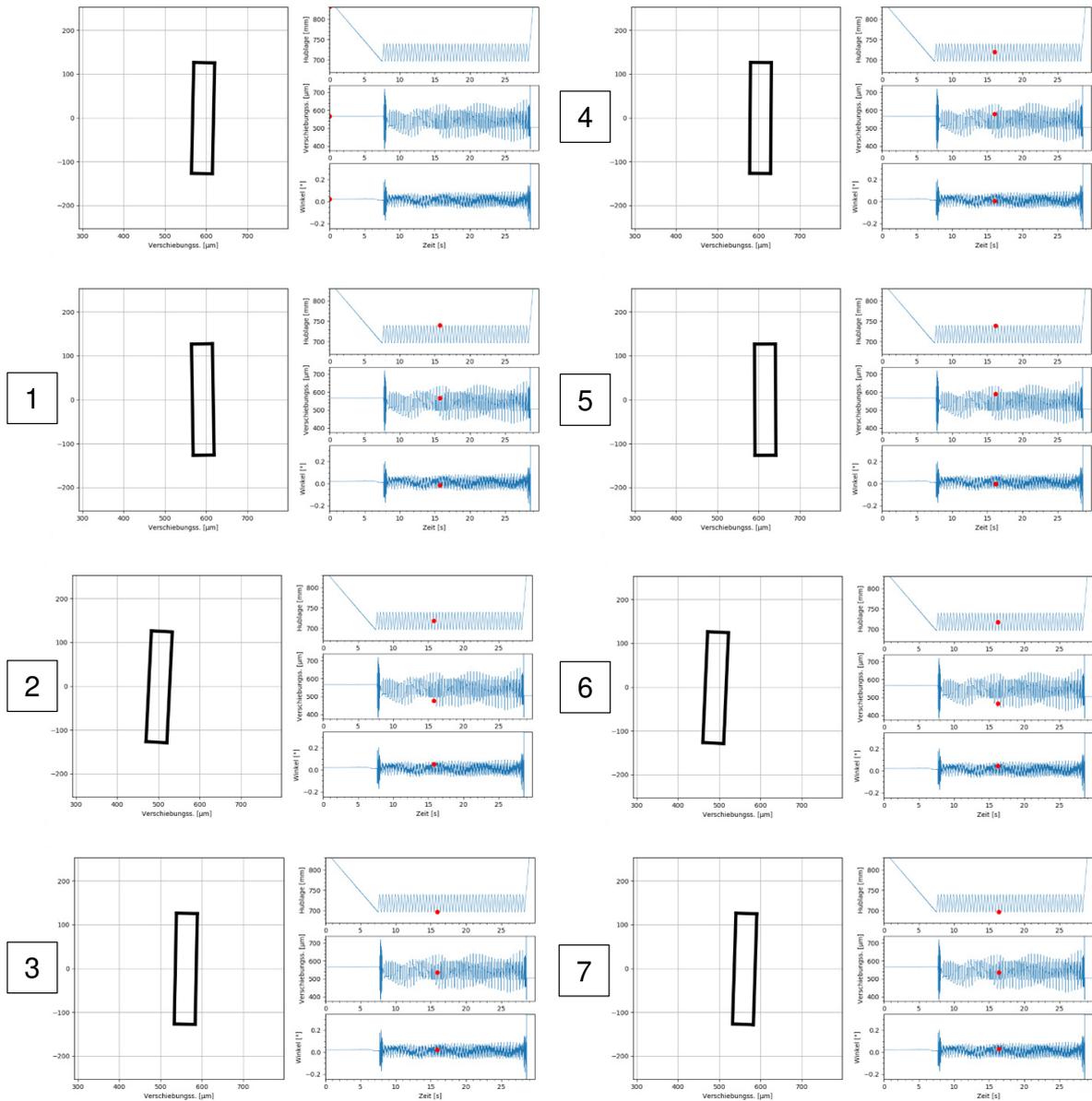
Start: $t=0\text{s}$



$v_t=1000\text{min}^{-1}$; $v_a=172\text{mm/s}$

Parameterstufe: $v_t=1500\text{min}^{-1}$; $v_a=258\text{mm/s}$

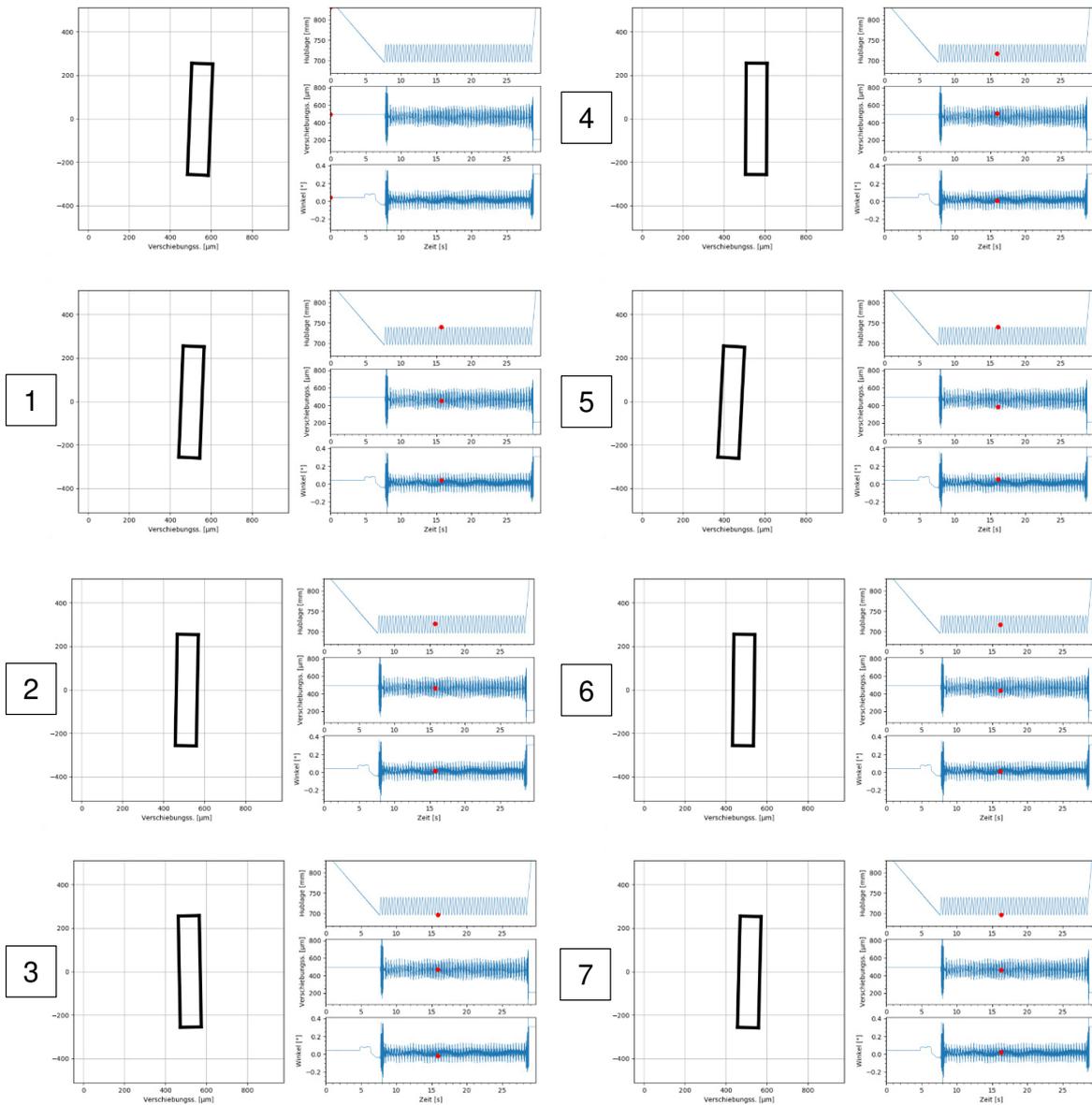
Start: $t=0\text{s}$



$v_t=1500\text{min}^{-1}$; $v_a=256\text{mm/s}$

Parameterstufe: $v_t=2000\text{min}^{-1}$; $v_a=344\text{mm/s}$

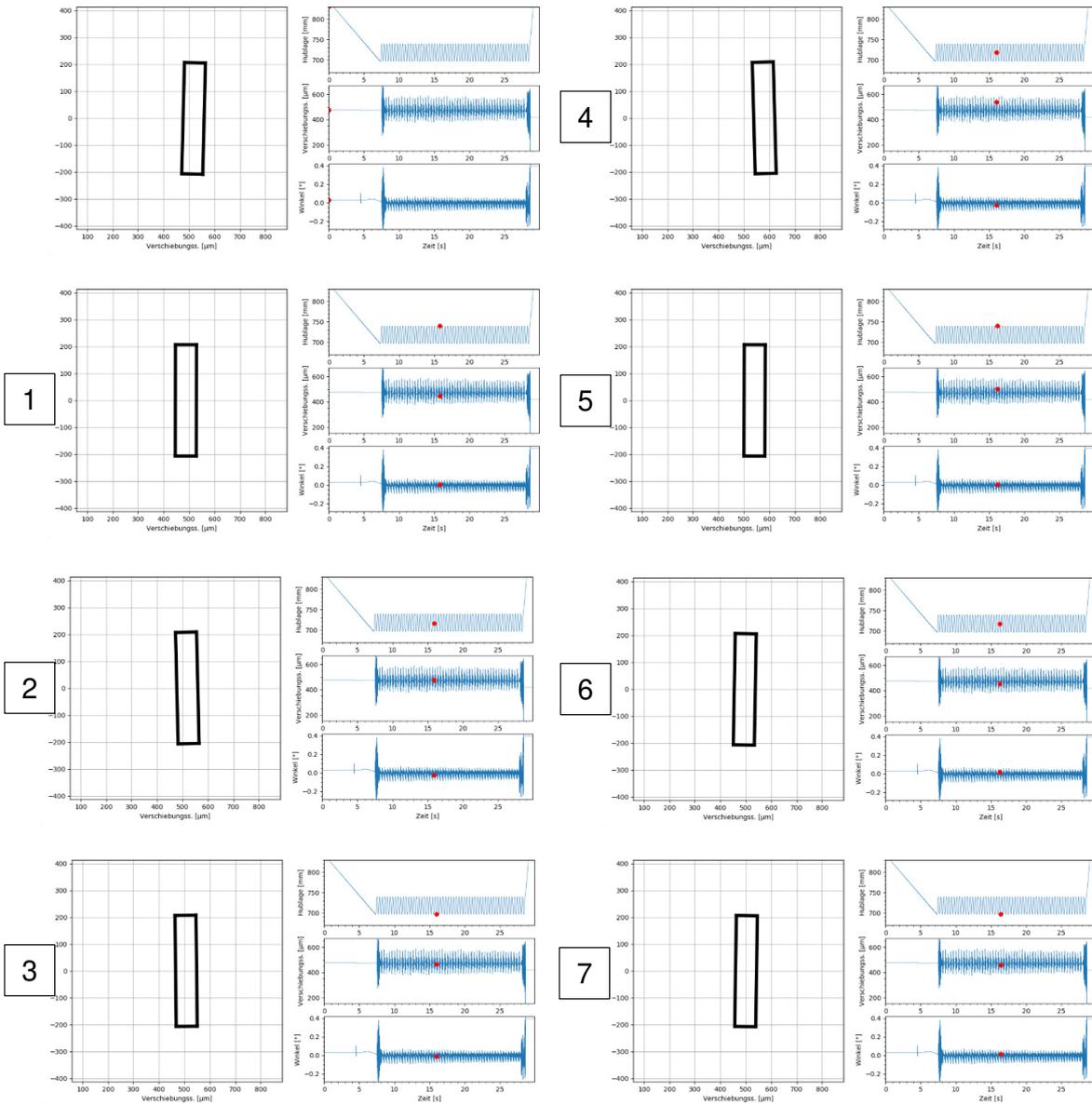
Start: $t=0\text{s}$



$v_t=2000\text{min}^{-1}$; $v_a=344\text{mm/s}$

Parameterstufe: $v_t=2500\text{min}^{-1}$; $v_a=429\text{mm/s}$

Start: $t=0\text{s}$



$v_t=2500\text{min}^{-1}$; $v_a=429\text{mm/s}$