

Lehrstuhl für  
Betriebswissenschaften und Montagetechnik  
der Technischen Universität München

## **Simulationsgestützte Auslegung von Ordnungsschikanen in Vibrationswendelförderern**

**Daniel Hofmann**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael F. Zäh

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Harald Klein

Die Dissertation wurde am 02.06.2014 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 25.11.2014 angenommen.



---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>Abkürzungen, Notationen und Indizes</b>	<b>V</b>
<b>Formelzeichen</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Situation in der Zuführtechnik	1
1.2 Zielsetzung	2
1.3 Vorgehen und Aufbau der Arbeit	3
<b>2 Stand der Erkenntnisse</b>	<b>5</b>
2.1 Begriffsdefinitionen	5
2.2 Vibrationswendelförderer	7
2.2.1 Funktionsweise und Aufbau	7
2.2.2 Modellbildung des Förderprozesses	12
2.2.3 Strukturdynamische Modellbildung von VWF	14
2.3 Ordnungsschikanen	18
2.3.1 Prinzipien und Funktionsweisen	18
2.3.2 Konventionelle Auslegung	20
2.3.3 Bestehende Ansätze zur Unterstützung bei der Auslegung	23
2.4 Physiksimulation	29
2.4.1 Methodische und physikalische Grundlagen	29
2.4.2 Objektgeometrie	32
2.4.3 Kollision von Objekten	33
2.4.4 Potenziale und Grenzen	35
2.5 Zusammenfassung	37
<b>3 Spezifikation der Forschungs- und Entwicklungsbedarfe</b>	<b>39</b>
3.1 Bedarfsanalyse	39
3.2 Technische Anforderungen	41
3.3 Methodische Anforderungen	43
3.4 Zusammenfassung	43

<b>4</b>	<b>Skalierungsgleichungen zur physikbasierten Modellbildung und Simulation von kleinen Objekten</b>	<b>45</b>
4.1	Überblick	45
4.2	Grundlagen der Ähnlichkeitstheorie	45
4.3	Skalierungsgleichungen	47
4.3.1	Analyse der physikbasierten Starrkörpersimulation	47
4.3.2	Herleitung der Skalierungsgleichungen	49
4.4	Besondere physikalische Effekte der Skalierung	52
4.5	Anwendung und Validierung	53
4.5.1	Auswahl einer geeigneten Physik-Engine	53
4.5.2	Freier Fall	55
4.5.3	Vibrationsförderprozess in einem Fördertopf	56
4.6	Zusammenfassung	58
<b>5</b>	<b>Automatisierte Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen</b>	<b>59</b>
5.1	Überblick	59
5.2	Systemanalyse	59
5.2.1	Charakteristiken des Förder- und Orientierungsprozesses	59
5.2.2	Bewertungsgrößen	61
5.3	Allgemeine Formulierung des Optimierungsproblems	62
5.3.1	Optimierungsstrategie	62
5.3.2	Mathematische Formulierung	64
5.4	Umsetzung und Validierung	70
5.4.1	Festlegung eines geeigneten Optimierungsverfahrens	70
5.4.2	Software-Architektur	71
5.4.3	Validierung	72
5.5	Zusammenfassung	76
<b>6</b>	<b>Mechanisches Ersatzmodell für befüllte Vibrationswendelförderer</b>	<b>77</b>
6.1	Überblick	77
6.2	Experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens	77

6.2.1	Überblick über den experimentellen Aufbau	77
6.2.2	Schwingungsanalyse ohne Fördergutlast	79
6.2.3	Schwingungsanalyse unter Berücksichtigung der Fördergutlast	80
6.2.4	Zusammenfassung der Untersuchungsergebnisse und Empfehlungen für die Auslegung von VWF	89
6.3	Modellbildung und Validierung	91
6.3.1	Koordinatensysteme sowie Form- und Lageparameter	91
6.3.2	Modellannahmen, Freiheitsgrade und Modellbildung	94
6.3.3	Parametrisierung und Lösung der Bewegungsgleichung	106
6.3.4	Validierung des mechanischen Ersatzmodells	108
6.4	Zusammenfassung	110
<b>7</b>	<b>Simulationsgestützte Auslegungsmethodik</b>	<b>111</b>
7.1	Vorbemerkungen	111
7.2	Anwendungsorientierte Beschreibung der Methodik	111
7.2.1	Modellbildung und Analyse des Fördergutverhaltens	111
7.2.2	Konzepterstellung und -bewertung	114
7.2.3	Detaillierte Konstruktion, Umsetzung und Inbetriebnahme	117
<b>8</b>	<b>Anwendung der Auslegungsmethodik und Bewertung</b>	<b>119</b>
8.1	Betrachtungsraum	119
8.2	Simulationsgestützte Auslegung einer Ordnungsstrecke am Beispiel eines Schraubenrohlings	119
8.3	Nutzenpotenziale und Einschränkungen	125
8.4	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	129
8.4.1	Zuführtechnikhersteller	129
8.4.2	Anwender	137
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>141</b>
9.1	Zusammenfassung	141
9.2	Weitere Forschungs- und Entwicklungspotenziale	143
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>145</b>

<b>Verzeichnis betreuter Studienarbeiten</b>	<b>167</b>
<b>Anhang</b>	<b>169</b>

## Abkürzungen, Notationen und Indizes

### Abkürzungen

3D	dreidimensional
AABB	Axis-Aligned Bounding Box
AfA	Absetzung für Abnutzung
bzw.	beziehungsweise
CAD	Computer-Aided Design
CAx	Computer-Aided x
CPU	Central Processing Unit
DEM	Diskrete Elemente Methode
etc.	et cetera
GB	Gigabyte
<i>GIS</i>	Globales Inertialsystem
<i>iwb</i>	Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften
kalk.	kalkulatorisch
<i>konst.</i>	konstant
<i>LF</i>	lokales Koordinatensystem für ein Fördergut
<i>LgF</i>	lokales Koordinatensystem für die gewünschten Fördergutorien- tierung
<i>LOS</i>	lokales Koordinatensystem für eine Ordnungsschikane
MSC	MacNeal-Schwendler Corporation
NC	Numerical Control
OBB	Oriented Bounding Box
OS	Ordnungsschikane
RAM	Random Access Memory

STEP	Standard for the Exchange of Product model state
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
vgl.	vergleiche
VWF	Vibrationswendelförderer
z. B.	zum Beispiel

### Notationen und Indizes

$\widehat{(\cdot)}$	skalierte Größe
$\overline{(\cdot)}$	arithmetisch gemittelte Größe
$\widetilde{(\cdot)}$	kennzeichnet einen Schwellwert
$(\cdot)^*$	kennzeichnet ein Optimum
$(\cdot)^T$	transponiert
$(\cdot)^{-1}$	Inverse
$\dot{(\cdot)}$	erste zeitliche Ableitung einer Größe
$\ddot{(\cdot)}$	zweite zeitliche Ableitung einer Größe
$(\cdot)'$	Größe bezogen auf Projekt
$(\cdot)''$	Größe bezogen auf Projekt und Iteration
$_{BF}(\cdot)$	Größe bezogen auf das Koordinatensystem $BF$
$_{BF_1, BF_2}(\cdot)$	Größe bezogen auf die Koordinatensysteme mit der Bezeichnung $BF_1$ und $BF_2$
$(\cdot)^{z+}$	Matrix für eine Drehung um die $z$ -Achse in positive Richtung
$(\cdot)_{BF_j \rightarrow j'}$	Projektion vom Koordinatensystem $BF_j$ nach $j'$
$_{LF}^{LOS}(\cdot)$	Rotationsmatrix zwischen zwei Koordinatensystemen
$diag(\cdot)$	Diagonalmatrix
$\max_{\mathbf{G}}(\cdot)$	Optimierungsproblem bezüglich eines Designvektors



<i>idem</i>	lateinisch für „dasselbe“
$\Delta$	kennzeichnet eine Schrittweite
0	initialer Parameterwert
1	Nutzmasse
2	Gegenmasse
1 ... 6	Nummerierung
4 – 5	die Auslegungsschritte vier und fünf betreffend
6	den Auslegungsschritt sechs betreffend
7 – 9	die Auslegungsschritte sieben bis neun betreffend
8 → 2	die Iterationsschleife von Schritt acht zurück auf Schritt zwei betreffend
10 → 4	die Iterationsschleife von Schritt zehn zurück auf Schritt vier betreffend
<i>A</i>	Amortisationszeit
<i>AB</i>	kalkulatorische Abschreibungskosten
<i>aktiv</i>	aktives Ordnungsprinzip
<i>b</i>	Betriebsschwingungsfrequenz
<i>BF</i>	Blattfeder
<i>BS</i>	Betriebsstunden pro Schicht
<i>d, i, j, k, l, m,</i> <i>n, p, t</i>	Laufvariablen
<i>DA</i>	Nutzungsdauer
<i>Direkt</i>	direkte Auslegung ohne mehrere Durchläufe
<i>eigen</i>	Eigenfrequenz
<i>EM</i>	Elektromagnet
<i>EN</i>	Energiekosten

<i>err</i>	Erregerfrequenz
<i>ES</i>	Einführungsschulung
<i>G</i>	Gleitreibung
<i>Gegen</i>	Gegenmasse
<i>GF</i>	Gummifeder
<i>I</i>	Inertialsystem
<i>IN</i>	Instandhaltungskosten
<i>Jahr</i>	Größen bezogen auf ein Jahr
<i>kon</i>	konventionell
<i>M</i>	Maschine
<i>Maxima</i>	Einbeziehung aller Maxima in die Berechnung
<i>MB</i>	Maschinenbelegung
<i>MH</i>	Maschinenstundensatz
<i>Minima</i>	Einbeziehung aller Minima in die Berechnung
<i>N</i>	Normalkraft
<i>Nutz</i>	Nutzmasse
<i>OS</i>	Ordnungsschikane
<i>P</i>	Punkt
<i>Projekt</i>	Projekt zur Schikanenauslegung
<i>passiv</i>	passives Ordnungsprinzip
<i>R</i>	Reibungskraft
<i>RA</i>	Raumkosten
<i>red</i>	reduziert
<i>Rest</i>	Restnutzungsdauer
<i>S</i>	Schüttgut

<i>SI</i>	Schichten pro Arbeitstag
<i>sim</i>	simulationsgestützt
<i>Stück</i>	Stückzahl
<i>über</i>	überkritische Anregung
<i>unter</i>	unterkritische Anregung
<i>WA</i>	Wartungskosten
<i>x</i>	in lokale Koordinatenrichtung $x$ wirkend
$\dot{x}$	die Maxima und Minima des Geschwindigkeitssignal in Koordinatenrichtung $x$
<i>y</i>	in lokale Koordinatenrichtung $y$ wirkend
<i>z</i>	in lokale Koordinatenrichtung $z$ wirkend
$\dot{z}$	die Maxima und Minima des Geschwindigkeitssignal in Koordinatenrichtung $z$
<i>ZI</i>	kalkulatorische Zinskosten
<i>zz</i>	Massenträgheitsmoment um die $z$ -Achse (vertikale Drehachse)



## Formelzeichen

### Große lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Bedeutung
$A$	m	Schwingungsamplitude
$A_k$	m <sup>2</sup>	Flächeninhalt bezüglich eines Starrkörpers $k$
$AL$	Teile/min	Nettoausbringleistung
$AT$	d/a	Arbeitstage pro Jahr
$D_{kl}$	kgm <sup>2</sup> /s	Drall eines Starrkörpers $k$ um Koordinatenachse $l$
$D, I, J, K, L, T$	–	endliche Anzahl einer Laufvariable
$E$	€/a	Einsparungen pro Jahr
$F$	N	Kraft
$F_{kl}$	N	auf einen Starrkörper $k$ wirkende Kraft in Koordinatenrichtung $l$
$I$	€	Invest
$K$	€/a	Kosten pro Jahr
$L$	m	Abmessung
$L_k$	–	Anzahl an Fördergütern je $k$ -ter Bezugsgröße
$L_{kl}$	m	Länge des Starrkörpers $k$ in Koordinatenrichtung $l$
$L_{nl}$	m	Länge des Starrkörpers $n$ in Koordinatenrichtung $l$
$M_{kl}$	Nm	auf einen Starrkörper $k$ wirkendes Drehmoment um Koordinatenachse $l$
$\overline{MK}'$	€/Projekt	durchschnittliche Mehrkosten pro Projekt
$N$	a	Nutzungsdauer
$P$	–	Punkt mit der Bezeichnung $P$
$P^+$	–	Punkt mit der Bezeichnung $P^+$

$P_1, \dots, P_6$	–	Punkte an der räumlichen Struktur des Vibrationswendelförderers
$PK$	€/h	Personalkosten
$R$	m	Radius einer Hüllkugel
$\mathcal{R}$	–	Menge der reellen Zahlen
$T$	–	Iterationsschritt
$U$	%	Erregeramplitude durch das Ansteuergerät
$V$	%	Gesamtverfügbarkeit einer Maschine
$V_k$	m <sup>3</sup>	Volumen bezüglich eines Starrkörpers $k$
$W$	–	Gewichtungsfunktion für eine diskrete Faltung
$Z$	%/a	Zinssatz

### Kleine lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Bedeutung
$a$	–	skalare Größe
$a_i$	–	freie Größe
$a_j$	–	gebundene Größe
$b$	–	skalare Größe
$b_{ij}$	–	Exponent der unabhängigen Einheit
$c$	–	skalare Größe
$d$	kg/s	Dämpfungskonstante
$e_i$	–	unabhängige Einheit
$f$	Hz	Frequenz
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$g_1, \dots, g_n$	–	Geometrieparameter

$h$	m	Breite der Blattfeder
$k$	N/m	Steifigkeit
$l$	m	freie Länge der Blattfeder
$m$	kg	Masse
$m_k$	kg	Masse eines Starrkörpers $k$
$n$	–	Anzahl an Strukturelementen
$p_{kl}$	Ns	linearer Impuls eines Starrkörpers $k$ in Koordinatenrichtung $l$
$p_E$	%	prozentuale Einsparung
$p_{MW}$	%	prozentualer Mehraufwand
$r$	m	Radius oder Abstand
$r_{11}, r_{22}, r_{33}$	–	Elemente auf der Hauptdiagonalen einer Rotationsmatrix
$r_{S,k}$	m	Abstand des $k$ -ten Stapels an Fördergütern zur vertikalen Drehachse des Vibrationswendelförderers
$s$	m	Dicke der Blattfeder
$t$	s	Zeit
$v_{kl}$	m/s	Fördergeschwindigkeit des $l$ -ten Fördergutes in der $k$ -ten Fördergutorientierung
$\bar{v}$	m/s	mittlere Fördergeschwindigkeit
$w_1, \dots, w_n$	–	Stellen einer diskreten Gewichtungsfunktion
$x, y, z$	–	Kartesisches Koordinatensystem
$x(\cdot)$	m	Position des Schwerpunktes
$x_{kl}$	m	lineare Verschiebung eines Starrkörpers $k$ in Koordinatenrichtung $l$

$\dot{x}(t)$	m/s	Geschwindigkeitssignal in tangentialer Richtung
$x_{Projekt}$	Projekt/a	Anzahl der Projekte pro Jahr
$\dot{y}(t)$	m/s	Geschwindigkeitssignal in radialer Richtung
$z$	m	translatorischer Freiheitsgrad
$z_{ijkl}$	m	vertikale Position eines Fördergutes
$\dot{z}(t)$	m/s	Geschwindigkeitssignal in vertikaler Richtung

### Große griechische Buchstaben

Größe	Einheit	Bedeutung
$E$	–	gefaltete Effizienz
$\theta$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment
$\theta_k$	kgm <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment eines Starrkörpers $k$
$\Pi$	1/m <sup>2</sup>	relativer mechanischer Widerstand
$\phi$	°	Offset-Winkel Blattfeder
$\Omega$	Hz	Erregerkreisfrequenz

### Kleine griechische Buchstaben

Größe	Einheit	Bedeutung
$\beta$	°	Verdrehwinkel Elektromagnet um lokale $y$ -Achse
$\gamma$	°	Blattfederanstellwinkel
$\delta$	m	Durchdringung
$\delta_0$	m	Offset-Position Blattfeder
$\delta_{ij}$	–	Kronecker-Delta
$\varepsilon$	–	Effizienz
$\varepsilon_{ijkl}$	–	partielle Effizienz



$\epsilon_{kn}$	–	Stoßkoeffizient zweier Kontaktpartner $k$ und $n$
$\eta$	–	Betriebsfrequenzverhältnis
$\vartheta$	°	Steigungswinkel Förderwendel
$\kappa_i$	m	Abstand des $i$ -ten Pols zur $y$ -Achse
$\mu_{kn}$	–	Reibungskoeffizient zweier Kontaktpartner $k$ und $n$
$\pi_j$	–	Dimensionslose Kennzahl
$\rho_i$	m	Abstand des $i$ -ten Pols zur Drehachse
$\sigma$	–	Anzahl Stützstellen bei Signalabtastung
$\tau$	°	Verdrehwinkel Elektromagnet um lokale $z$ -Achse
$\varphi$	rad	rotatorischer Freiheitsgrad
$\varphi_{ijkl,m}$	rad	Differenzwinkel
$\varphi_{kl}$	rad	Rotation eines Starrkörpers $k$ um Koordinatenachse $l$
$\psi$	°	Schwingwinkel
$\omega$	Hz	Betriebskreisfrequenz

### Vektoren und Matrizen

Größe	Einheit	Bedeutung
$A, B$	–	Drehmatrizen
$D$	kg/s	Dämpfungsmatrix
$e$	–	Einheitsvektor
$F$	N	Vektor der äußeren Kräfte
$G$	–	Geometrievektor
$H_{ij}$	–	Skalierungsmatrix für die <i>Kinetischen Größen</i> in Indexschreibweise

$J$	–	Jacobi-Matrix
$K$	N/m	Steifigkeitsmatrix
$M$	kg	Massenmatrix
$N_{ij}$	–	Skalierungsmatrix für die <i>Geometrischen Größen</i> und die <i>Zeitparameter</i> in Indeschreibweise
$Q$	N	Vektor der äußeren Kräfte, projiziert in Richtung der generalisierten Koordinaten
$q$	m	Vektor der generalisierten Koordinaten
$R$	–	Rotationsmatrix
$r_j$	–	Vektor der <i>Kinetischen Größen</i> in Indeschreibweise
$S_{ij}$	–	Skalierungsmatrix für die <i>freien Größen</i> in Indeschreibweise
$s$	–	Vektor zur Beschreibung der Symmetrieachse der gewünschten Fördergutorientierung
$T_{ij}$	–	Skalierungsmatrix für die <i>Kinematischen Größen</i> in Indeschreibweise
$u$	–	Vektor zur Beschreibung der Symmetrieachse der tatsächlichen Fördergutorientierung
$x, \rho$	m	Vektoren zur Beschreibung der Kinematik
$\lambda_j$	–	Vektor der <i>Geometrischen Größen</i> und <i>Zeitparameter</i> in Indeschreibweise
$\xi_j$	–	Vektor der <i>Kinematischen Größen</i> in Indeschreibweise
$O$	–	Nullmatrix
$\Phi_j$	–	Vektor der <i>freien Größen</i> in Indeschreibweise

# 1 Einleitung

## 1.1 Situation in der Zuführtechnik

„*Ordnung braucht nur der Dumme, das Genie beherrscht das Chaos.*“ Dieses Zitat wird dem weltberühmten Physiker und Nobelpreisträger Albert Einstein nachgesagt. Dass Einstein bei dieser Äußerung die Produktion nicht im Blickfeld hatte, wird bei der Betrachtung der anspruchsvollen Herausforderungen an die Produktionstechnik *relativ* deutlich. Durch die Rahmenbedingungen der Internationalisierung des Wettbewerbs, der Dynamisierung der Produktlebenszyklen und einer Veränderung der Ressourcenlage stehen Hochlohnstandorte wie Deutschland unter Druck (ABELE & REINHART 2011; GROBE-HEITMEYER & WIENDAHL 2004; SCHUH ET AL. 2008). Produktionsunternehmen müssen variantenreiche, zunehmend komplexere Produkte und zuverlässige Produktionsprozesse in kürzerer Zeit entwickeln und dabei gleichzeitig die Herstellungskosten senken (LOTTER 2006; SCHUH ET AL. 2008).

In der Produktionstechnik stellt die Montage einen der teuersten Produktionsschritte dar (LOTTER 2006). Insbesondere in der Teilebereitstellung liegen große Rationalisierungspotenziale, um den anspruchsvollen Rahmenbedingungen gerecht zu werden (WEISS 1983; HILGENBÖCKER 1985; ROCKLAND 1995; RYBARCZYK 2004; SCHMID 2006; REINHART ET AL. 2009; TRÖNDLE 2010). Die Zuführtechnik kann einen Großteil der Gesamtkosten einer Montageanlage verursachen und ist für etwa 40 %, in Einzelfällen sogar bis zu 90 % aller Betriebsstörungen verantwortlich (FRÄDRICH & NYHUIS 2009; MOTTA 1996; ROCKLAND 1995). Innerhalb der Zuführtechnik nimmt der Vibrationswendelförderer (VWF) einen besonderen Stellenwert ein. VWF werden in etwa 80 % aller Fälle eingesetzt, wenn Massenkleinteile im Haufwerk vorliegen und automatisiert geordnet an eine Produktionsanlage weitergegeben werden sollen (ROCKLAND 1995; SCHMID 2006). Das automatische Ordnen der Kleinteile gehört dabei zu den schwierigsten und teuersten Handhabungsoperationen (HESSE 2000) und wird in Vibrationswendelförderern durch Ordnungsschikanen realisiert.

Die Auslegung von Ordnungsschikanen hat sich in der industriellen Praxis in den letzten Jahrzehnten wenig gewandelt. Nach wie vor werden Schikanen für Vibrationswendelförderer von erfahrenen Spezialisten in einem iterativen, zeit- und kostenintensiven Prozess entwickelt (LO & DICK 1990; YEONG & DE VRIES 1994; BERKOWITZ & CANNY 1996; WOLFSTEINER 1999). Hierbei werden die Wirkflächen der Schikane in ressourcenaufwändigen Experimenten so lange angepasst, bis ein

zufriedenstellender Betriebszustand erreicht ist. Im Allgemeinen werden aus Gründen des experimentellen Aufwands und der Wirtschaftlichkeit keine Lösungsalternativen verglichen. BERKOWITZ & CANNY (1996) und GOEMANS ET AL. (2006) geben unter Berufung auf Expertengespräche an, dass die Entwicklung der fördergut-spezifischen Ordnungsstrecke in VWF mehrere Monate in Anspruch nehmen kann, selbst wenn sich die Geometrie der Fördergüter ähnelt. Sind die Ordnungsschikanen dann im produktionstechnischen Einsatz, können sich aufgrund des erfahrungsba-sierten, iterativen Vorgehens deutliche Produktivitätseinbußen ergeben. In der Re-gel stellt der Betriebszustand nicht das Optimum dar, die Ordnungsfunktion ist häu-fig störungsanfällig (RYBARCZYK 2004). Dies bedingt ein manuelles Eingreifen, um die Betriebsstörungen zu beheben (ROCKLAND 1995). Insgesamt stellen VWF mit Ordnungsschikanen deshalb oft den Produktivitätsengpass einer ganzen Produkti-onsanlage dar (BOOTHROYD 2005).

Vibrationswendelförderer mit Schikanen werden in einer Vielzahl und branchen-übergreifend eingesetzt (REINHART & HOFMANN 2011). Die allgemeine Dynamisie-rung der Produktlebenszyklen und die Ressourcenverknappung sowie der Druck zur Senkung von Herstellungskosten verschärfen die Situation beim klassischen Vorge-hen zur Auslegung von Ordnungsschikanen zunehmend. Ein Lösungsansatz für den Wandel in der Zuführtechnik ist die durchgängige Simulation des Förder- und Orientierungsprozesses in VWF (ABELE & REINHART 2011; BERKOWITZ & CANNY 1997; REINHART & HOFMANN 2011; ROCKLAND & STETTER 1994). Nach WÜNSCH (2007) können Kosten für Installation, Test und Optimierung von automatisierten Produktionsanlagen mit Hilfe von Simulation um bis zu 75 % reduziert werden.

Bisherige Ansätze zur Modellbildung und Simulation des Prozesses in VWF mit Ordnungsschikanen stoßen allerdings aufgrund signifikanter physikalischer Vereinfachungen oder enormer Rechenzeiten an ihre Grenzen und haben sich für den durchgängigen Einsatz in der industriellen Praxis nicht durchgesetzt.

### **1.2 Zielsetzung**

Die Zielsetzung der vorliegenden Dissertation besteht in der Erarbeitung eines Ver-fahrens zur simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen für Vibra-tionswendelförderer. Mit Hilfe des physikbasierten Simulationsverfahrens sollen die wesentlichen physikalischen Effekte beim Vibrationsförder- und Orientierungspro-zess hinreichend genau abgebildet werden, um die Simulationsergebnisse im prakti-schen Entwicklungsprozess von Schikanen nutzen zu können. Hierbei soll das För-dergut mittels dreidimensionaler, standardisierter CAD-Daten beschrieben und das

dynamische Verhalten im Haufwerk sowie in Ordnungsschikanen rechenzeiteffizient bestimmt werden können. Nach HESSE & MALISA (2010) liegen die Abmaße von Fördergütern, welche mit Vibrationswendelförderern zugeführt werden, im Größenbereich von bis zu 180 mm Länge, 50 mm Durchmesser und 500 g Masse. Das physikbasierte Simulationsverfahren führt bei solchen Kleinteilen allerdings zu Instabilitäten und ermöglicht dadurch keine Abbildung des Vibrationsförderprozesses (ERICSON 2005; LACOUR 2012). Deshalb besteht das erste Teilziel in der Erarbeitung eines Verfahrens zur stabilen und rechenzeiteffizienten, physikbasierten Modellbildung und Simulation von Kleinteilen.

Gelingt die simulative Abbildung des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses, führt dies zum Großteil zu einer Verschiebung des Trial-und-Error-basierten, iterativen Abstimmungsprozesses der Schikanen-Wirkflächen vom experimentellen Versuchsträger in den Rechner. Daher besteht das zweite Teilziel im Aufbau einer simulationsgestützten, automatisierten Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen. Hierbei soll die Einbindung des Konstrukteurs bei der Abstimmung des Betriebsverhaltens der Schikane reduziert werden. Ein Algorithmus findet automatisch die optimalen kinematischen und geometrischen Parameter für Ordnungsschikanen, ohne dass zeit- und kostenaufwändige, manuelle Anpassungen der Wirkflächen durchgeführt werden müssen.

Schließlich wird der Prozess im VWF und in den Schikanen maßgeblich von der Form der Betriebsschwingungen des Systems beeinflusst. Für eine entsprechend hohe Qualität der Simulationsergebnisse wird als drittes Teilziel die Erarbeitung eines mechanischen Ersatzmodells definiert. Das zu erarbeitende Modell soll gegenüber den bestehenden Modellen die wesentlichen Charakteristika der Betriebsschwingungen und deren Wechselwirkungen mit der Fördergutlast durch das Schüttgut abbilden. Um den Transfer der Ergebnisse für den Einsatz in der industriellen Praxis der Zuführtechnik vorzubereiten, werden die Erkenntnisse in einer anwendungsnahen, simulationsgestützten Auslegungsmethodik zusammengefasst.

### **1.3 Vorgehen und Aufbau der Arbeit**

Im Folgenden sind die Vorgehensweise und der Aufbau der Arbeit beschrieben. Zunächst werden im *Kapitel 2* die Grundlagen des Vibrationsförderprozesses erläutert und die konventionelle Auslegung von Ordnungsschikanen identifiziert. Weiterhin werden bisherige wissenschaftliche Ansätze zur Verbesserung der konventionellen Auslegung vorgestellt. Hierbei werden insbesondere bestehende Simulationsansätze zur Abbildung des Vibrationsförderprozesses diskutiert. *Kapitel 2* schließt

mit einer Vorstellung des physikbasierten Simulationsverfahrens. Dabei werden die grundlegenden physikalischen Modelle des Verfahrens erläutert und dessen Einsatzgrenzen aufgezeigt.

Aus der Betrachtung des Standes der Erkenntnisse werden in *Kapitel 3* die Forschungs- und Entwicklungsbedarfe für die simulationsgestützte Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF spezifiziert. Die in *Kapitel 1.2* definierten Teilziele werden in diesem Abschnitt näher beschrieben und um konkrete Anforderungen erweitert. Die wissenschaftlichen Schwerpunkte der Arbeit bilden die *Kapitel 4, 5* und *6*. Im vierten Kapitel wird ein Verfahren zur stabilen physikbasierten Modellbildung und Simulation von Kleinteilen erarbeitet. Auf Basis der Grundlagen zur Ähnlichkeitstheorie werden mit Hilfe von dimensionslosen Kennzahlen vier Skalierungsgleichungen definiert. Diese ermöglichen eine stabile und präzisere Abbildung des physikalischen Verhaltens von kleinen Objekten in Starrkörpersystemen.

Mit Hilfe der Skalierungsgleichungen wird der Vibrationsförderprozess von Massenkleinteilen durch eine physikbasierte Simulation abbildbar. Im nächsten Schritt erfolgt die Erarbeitung einer automatisierten, simulationsgestützten Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen. Dazu wird zu Beginn des *Kapitels 5* eine theoretische Systemanalyse durchgeführt und eine Optimierungsstrategie deduziert. Anschließend erfolgt eine mathematische Beschreibung des multidimensionalen Optimierungsproblems und die Umsetzung eines Software-Prototypen.

Grundsätzlich können die Betriebsschwingungen in der physikbasierten Simulation durch eine idealisierte Schwingung oder auf Basis von Messdaten modelliert werden (*Kapitel 4* und *5*). In *Kapitel 6* wird im Sinne einer durchgängigen digitalen Auslegung von Schikanen ein neues mechanisches Ersatzmodell erarbeitet, welches physikalische Effekte mitberücksichtigt, die aufgrund der Fördergutlast hervorgerufen werden und die Betriebsschwingungen von VWF erheblich beeinflussen. Die in die *Kapitel 4, 5* und *6* erarbeiteten Ergebnisse werden direkt in den jeweiligen Abschnitten im Rahmen von repräsentativen Anwendungsbeispielen durch den Vergleich von Simulationsergebnissen mit experimentellen Daten umfassend validiert.

*Kapitel 7* forciert schließlich den Transfer der Erkenntnisse durch die Erarbeitung einer simulationsgestützten Auslegungsmethodik. Eine Anwendung der Methodik erfolgt in *Kapitel 8* anhand eines praxisrelevanten Werkstückes. Hierbei wird eine qualitative und quantitative technische sowie wirtschaftliche Bewertung der Methodik und der simulativ ausgelegten Ordnungsstrecken durchgeführt. In *Kapitel 9* werden die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit zusammengefasst und weiterer Forschungsbedarf im Bereich der Modellbildung und Simulation von VWF spezifiziert.

## 2 Stand der Erkenntnisse

### 2.1 Begriffsdefinitionen

In der Vibrationsfördertechnik existieren zahlreiche Fachbegriffe und Definitionen, die für ein besseres Verständnis dieser Arbeit im Folgenden beschrieben sind.

**Freiheitsgrad:** Der Begriff Freiheitsgrad beschreibt die Anzahl der voneinander unabhängigen Bewegungsmöglichkeiten eines starren Körpers (WINKLER & AURICH 1991). Im Raum besitzt ein starrer Körper insgesamt sechs Freiheitsgrade, die sich aus drei translatorischen und drei rotatorischen Freiheitsgraden zusammensetzen (RICHARD & SANDER 2008; GROSS ET AL. 2006).

**Orientierung:** Die Orientierung eines geometrisch bestimmten Körpers definiert seine Anordnung im Raum in Bezug auf die drei rotatorischen Freiheitsgrade (VDI RICHTLINIE 2860; HESSE & MALISA 2010).

**Position:** Die Position eines geometrisch bestimmten Körpers definiert seine Anordnung im Raum in Bezug auf die drei translatorischen Freiheitsgrade (VDI RICHTLINIE 2860; HESSE & MALISA 2010).

**Lage:** Die Lage (auch: **räumliche Anordnung**) eines geometrisch bestimmten Körpers definiert seine Anordnung im Raum in Bezug auf die Orientierung und die Position (VDI RICHTLINIE 2860).

**Ordnungszustand:** Der Ordnungszustand (auch: **Ordnungsgrad**) eines Körpers gibt an, in wie vielen Freiheitsgraden seine räumliche Anordnung bestimmt ist und setzt sich aus den beiden Kennzahlen Orientierungsgrad und Positionierungsgrad zusammen. Der Orientierungsgrad gibt hierbei die Anzahl definierter rotatorischer Freiheitsgrade an, der Positionierungsgrad gibt die Anzahl definierter translatorischer Freiheitsgrade an. (VDI RICHTLINIE 2860; WEISS 1983)

**Ordnen:** Ordnen ist das Bewegen eines geometrisch bestimmten Körpers aus einer unbestimmten Lage in eine gewünschte räumliche Anordnung (VDI RICHTLINIE 2860; HESSE & MALISA 2010).

**Fördern:** Fördern bezeichnet das Bewegen von geometrisch bestimmten Körpern (Fördergut) aus einer beliebigen Position in eine andere beliebige Position. Die Orientierung der Körper ist dabei nicht notwendigerweise definiert (VDI RICHTLINIE 2860).

**Fördergut:** Der Begriff Fördergut bezeichnet die in einem Zuführsystem zu fördernden und zu ordnenden Werkstücke. Fördergüter lassen sich in Stück- und Schüttgüter einteilen, wobei Schüttgüter verschiedene stückige, körnige oder staubförmige Güter (z. B. kleinteilige Maschinenelemente wie Schrauben) darstellen können (TORKE & ZEBISCH 1997).

**Orientierungswahrscheinlichkeit:** Im Rahmen dieser Arbeit wird das Verständnis dieses Begriffes auf der Basis der Definition von WEISS (1983) erweitert. Demnach ist die Orientierungswahrscheinlichkeit (auch: **prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen**) die Häufigkeitsverteilung der Orientierungen, die ein Fördergut aufgrund seiner geometrischen und physikalischen Eigenschaften und der des Förderorgans während des Vibrationsförderprozesses unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen mit weiteren Fördergütern einnehmen kann. Die am häufigsten auftretende Fördergutorientierung wird dabei nach WEISS (1983) als Vorzugsorientierung bezeichnet.

**Ordnungselement:** Ein Ordnungselement (auch: **Ordnungsschikane**) als Teil eines Zuführsystems hat die Aufgabe, den Ordnungszustand von Werkstücken zu erhöhen (WEISS 1983; SCHANZ 1988; HESSE 2000; LOTTER 1986).

**Ordnungsstrecke:** Eine sequentielle und / oder parallele Aneinanderreihung von Ordnungsschikanen wird als Ordnungsstrecke bezeichnet (LOY 2010).

**Ordnungssystem:** Ein Ordnungssystem vereint mehrere Teilfunktionen des Handhabens (z. B. Speichern, Menge verändern, Bewegen, Sichern und Kontrollieren) zum Ordnen von Werkstücken (SCHANZ 1988; SCHMID 2006; VDI RICHTLINIE 2860).

**Förderleistung:** Die Förderleistung gibt an, wie viele Werkstücke pro Zeiteinheit ein Zuführsystem weitergeben (fördern) kann, unabhängig von der Fördergutorientierung (LOY 2010).

**Mittlere Fördergeschwindigkeit:** Diese Kennzahl gibt an, wie viel an Längeneinheit pro Zeiteinheit ein Werkstück im arithmetischen Mittel zurücklegt (HILGENBÖCKER 1985; AHRENS 1983). Die mittlere Fördergeschwindigkeit kann in eine mittlere Förderleistung umgerechnet werden (HILGENBÖCKER 1985).

**Zuführleistung:** Die Zuführleistung gibt an, wie viele richtig orientierte Werkstücke pro Zeiteinheit von einem Zuführsystem an eine Produktionsanlage weitergegeben werden (auch: **Ausbringleistung** oder **Austragleistung**) (LOY 2010).



**Effizienz:** Das Verhältnis aus der Anzahl an Fördergütern, welche ein Ordnungselement richtig orientiert verlassen, zur Gesamtanzahl der in die Ordnungsschikane eingehenden Fördergüter wird als Effizienz bezeichnet (auch: **Wirkungsgrad**) (BOOTHROYD 2005; FRANK 1975). Diese Kennzahl kann durch die Bildung des Quotienten aus Zuführleistung und Förderleistung bestimmt werden (BERKOWITZ & CANNY 1996).

## 2.2 Vibrationswendelförderer

### 2.2.1 Funktionsweise und Aufbau

Vibrationswendelförderer (VWF) sind nach wie vor das meist eingesetzte System zum automatisierten Zuführen von Massenkleinteilen. VWF zählen zu den elektromechanischen Schwingzuführsystemen und werden der Kategorie der Stetigförderer zugeordnet (HOFFMANN ET AL. 2004). Die besondere Stellung von VWF in der Produktionstechnik lässt sich im Wesentlichen auf die folgenden Gründe zurückführen (HESSE 2000; HESSE 2006A):

- VWF sind robust und einfach im Aufbau.
- Bei Betrieb im resonanznahen Bereich sind VWF äußerst sparsam im Energieverbrauch.
- VWF zeichnen sich durch niedrige Anschaffungskosten aus.
- Die Förderleistung von VWF lässt sich durch vergleichsweise einfache elektrotechnische Komponenten steuern und regeln.
- VWF zeigen aufgrund des strukturellen Aufbaus kaum Verschleißerscheinungen und sind deshalb weitgehend wartungsfrei.

Die *Abbildung 1* zeigt den prinzipiellen Aufbau eines VWF. Grundsätzlich stellt der VWF ein schwingfähiges Feder-Dämpfer-Masse-System dar, mit dem die Hauptaufgabe der geordneten Teilebereitstellung durch die Integration der Funktionen „Bunkern, Fördern, Ordnen und Ausgeben“ realisiert werden kann (HESSE & MALISSA 2010; AHRENS 1983). Der VWF lässt sich in zwei wesentliche Strukturbereiche aufteilen. Die Grundplatte und weitere Anbauteile an dieses Element, wie die unteren Federbeine der Blattfedern und Teile des Elektromagneten, werden unter dem Begriff Gegenmasse zusammengefasst. Als Nutzmasse wird die Summe aller Komponenten des oberen Strukturbereichs bezeichnet. Hierunter fallen der Fördertopf und die Ordnungselemente sowie Teile des Elektromagneten und die oberen Blattfederbeine. Das Fördergut zählt nicht zur Nutzmasse.

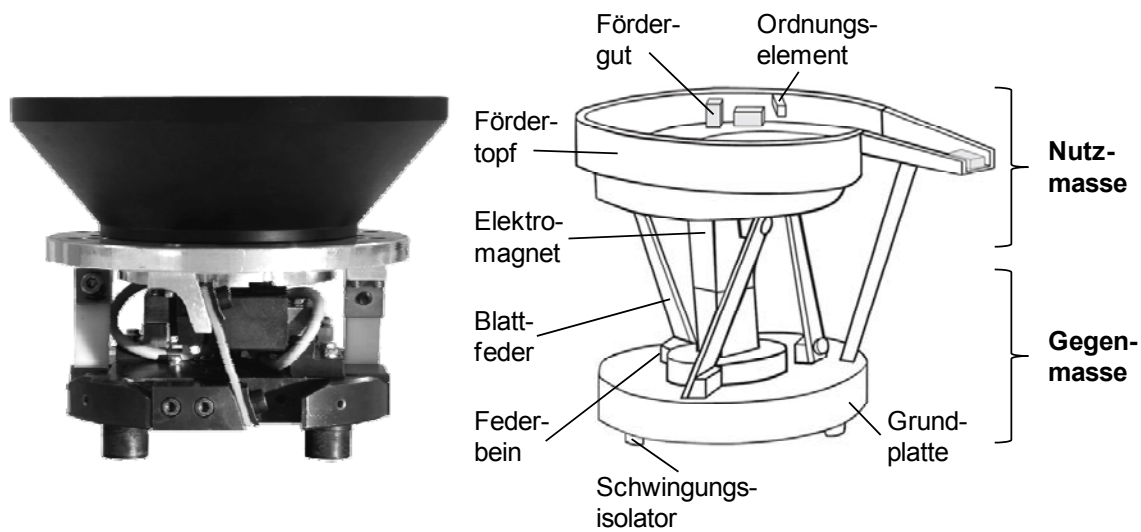


Abbildung 1: Aufbau eines Vibrationswendelförderers (Bild rechts nach WOLFSTEINER & PFEIFFER (1997))

Nutz- und Gegenmasse sind über schräg angestellte Blattfedern derart gekoppelt, dass bei Anregung des Systems durch den Elektromagneten beide Massen eine helixförmige Oszillation gegeneinander ausführen (LOY 2010). Die Blattfedern können entweder durch eine Parallelschaltung mehrerer Stahlbleche oder einteilig aus einem Faserverbundwerkstoff realisiert werden. Stahlbleche bieten den Vorteil, dass die Steifigkeit des VWF schrittweise angepasst werden kann (LOY 2010). Allerdings ist aufgrund lokaler Relativbewegungen der einzelnen Federelemente eine höhere Strukturdämpfung zu erwarten (MAYER 2007). Blattfedern aus Faserverbund besitzen eine hohe elastische Steifigkeit sowie eine hohe mechanische Festigkeit, bedingen jedoch einen größeren Aufwand bei der Anpassung der Systemsteifigkeit (LOY 2010). Damit die Schwingungen des VWF bei der Integration in eine Produktionsanlage nicht auf weitere Anlagenkomponenten übertragen werden und der VWF gegenüber Fremdanregung robuster ist, befinden sich an der Grundplatte Schwingungsisolatoren. Diese Schwingungsisolierung wird in der Regel mit Gummifederelementen realisiert. Die Anzahl und Anordnung der Blattfedern und Schwingungsisolatoren variiert in der Praxis deutlich.

Im Allgemeinen kommen Elektromagnete zum Einsatz, um die Betriebsschwingungen des VWF zu erzeugen. Die Ausrichtung und die Anzahl der Elektromagnete variiert in der Praxis ebenfalls merklich. Die Magnete werden in der Regel mit Wechselstrom bei Netzfrequenz (50 Hz bzw. 60 Hz) betrieben und können nur Zugkräfte erzeugen. Dadurch werden die Blattfedern deformiert. Die Druckkräfte werden dann über das Freiwerden der gespeicherten potenziellen Energie in den

Federn erzeugt (FRANK 1975). Aufgrund dieses Prinzips beträgt die Frequenz der mechanischen Schwingung des VWF das Doppelte der Erregerfrequenz des Elektromagneten (VILÁN VILÁN ET AL. 2009). Über entsprechende Ansteuergeräte lassen sich auch von der Netzfrequenz abweichende Erregerfrequenzen realisieren.

Alternative Antriebe für VWF sind piezoelektrische Aktoren, Unwuchtmotoren und Schubkurbelantriebe (TRÖNDLE 2010; RISCH 2011). Piezoaktoren zur Schwingungserzeugung in VWF ermöglichen ein kurzes Ansprechverhalten und hohe Beschleunigungen bei kleinen Stellwegen (TRÖNDLE 2010). Diese Antriebsart wird überwiegend bei der Zuführung von Mikrobauteilen mit Abmaßen im Mikrometerbereich eingesetzt. Unwuchtmotoren und Schubkurbelantriebe finden im Vergleich zu Elektromagneten deutlich seltener Anwendung bei der Schwingungserzeugung in VWF (AVITEQ VIBRATIONSTECHNIK GMBH 2011). Die wesentlichen Vorteile des Elektromagnetantriebs sind die betriebssichere und wartungsarme Arbeitsweise, die Energieeffizienz aufgrund des hohen Wirkungsgrads beim Betrieb nahe der Resonanz sowie die unmittelbare und stufenlose Steuerung der Antriebs- bzw. Förderleistung eines VWF (AVITEQ VIBRATIONSTECHNIK GMBH 2011; TRÖNDLE 2010).

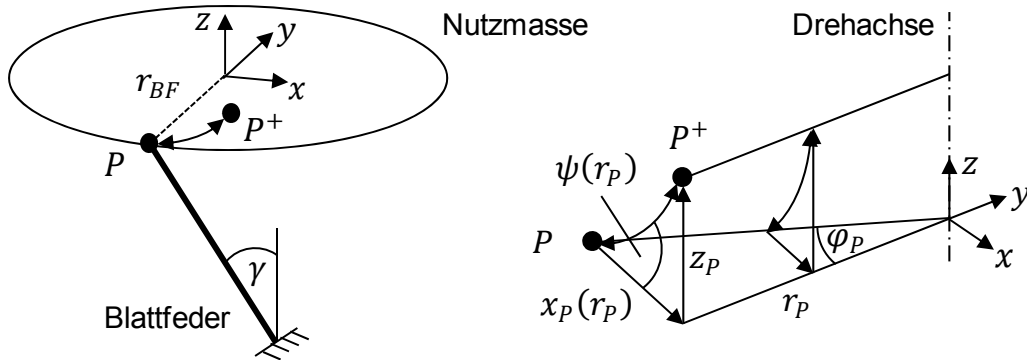
Der Fördertopf vereint die Funktionen zum Speichern und Vereinzeln des Förderguts. Grundsätzlich lassen sich die in *Abbildung 2* dargestellten Topfformen unterscheiden.



*Abbildung 2: Formen für Fördertöpfe (Bildquelle: AFAG AG 2013A)*

Die Fördertopfvarianten bieten verschiedene Vor- und Nachteile hinsichtlich Herstellbarkeit, Bunkervolumen, Schonung des Förderguts und Lärmemission (HESSE 2000; LOY 2010). In Abhängigkeit von der Zuführaufgabe finden alle drei Varianten häufigen Einsatz in der industriellen Praxis. Der Fördertopf sollte im Allgemeinen zu etwa einem Drittel mit Werkstücken gefüllt sein (HESSE & MALISA 2010). Dadurch ergibt sich meist ein Verhältnis von Fördergut- zu Nutzmasse zwischen null und kleiner gleich eins (WIENDAHL & HABENICHT 1981). Die Befüllung des Topfes erfolgt in der Praxis manuell oder durch vorgelagerte Bunkersysteme.

Unabhängig von der Bauform besitzt der Fördertopf im inneren eine Wendel, auf der das Fördergut aufgrund von Vibrationen aus dem Haufwerk vereinzelt und zum Topfauslauf bzw. zur Ordnungsstrecke hin bewegt wird. Der VWF wird in der Regel im Resonanzbereich bei einfacher oder doppelter Netzfrequenz betrieben (REINHART & LOY 2010). Die dabei für VWF charakteristische Eigenform lässt sich vereinfacht durch eine helixförmige Kinematik beschreiben (*Abbildung 3*).



*Abbildung 3: Kinematik der Nutzmasse eines VWF*

Es sei das kartesische Koordinatensystem mit den Achsen  $x$ ,  $y$  und  $z$  definiert, wobei die  $z$ -Achse auf der Drehachse der Nutzmasse liegt. Der Anstellwinkel der Blattfedern wird mit  $\gamma$  bezeichnet und ist durch den strukturellen Aufbau des VWF festgelegt. Der Abstand des oberen Blattfederendes zur  $z$ -Achse wird mit  $r_{BF}$  bezeichnet. Alle Punkte auf der Nutzmasse mit dem Abstand  $r_p$  zur Drehachse haben durch die helixförmige Kinematik eine rotatorische Komponente  $\varphi_p$  und eine translatorische Komponente  $z_p$ . Mit *Gleichung (2.1)* kann für jeden Punkt in der  $xy$ -Ebene eine tangentielle Komponente  $x_p$  in jedem Abstand  $r_p$  zur Drehachse berechnet werden.  $z_p$  ist in der gesamten  $xy$ -Ebene konstant und  $x_p$  ist eine Funktion von  $r_p$ .

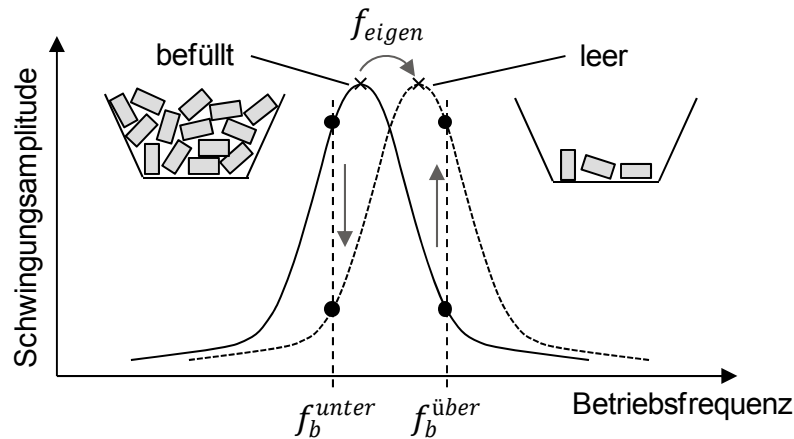
$$x_p(r_p) = r_p \cdot \tan(\varphi_p) \quad (2.1)$$

Die Steigung der helixförmigen Bewegung der Nutzmasse wird als Schwingwinkel  $\psi$  bezeichnet und lässt sich durch *Gleichung (2.2)* bestimmen.

$$\psi(r_p) = \arctan\left(\frac{z_p}{x_p(r_p)}\right) = \arctan\left(\frac{z_p}{r_p \cdot \tan(\varphi_p)}\right) \quad (2.2)$$

Hierbei wird der Zusammenhang zwischen  $r_p$  und  $\psi$  deutlich. Der Schwingwinkel nimmt mit zunehmendem Abstand von der Drehachse ab. Weiterhin gilt bei dieser idealisierten Vorstellung  $\psi(r_p = r_{BF}) = \gamma$ .

Für den Betrieb des VWF im resonanznahen Bereich mit der beschriebenen charakteristischen Eigenform existieren zwei Anregungsarten, die unterkritische und die überkritische Anregung (*Abbildung 4*).



*Abbildung 4: Betriebsarten eines VWF*

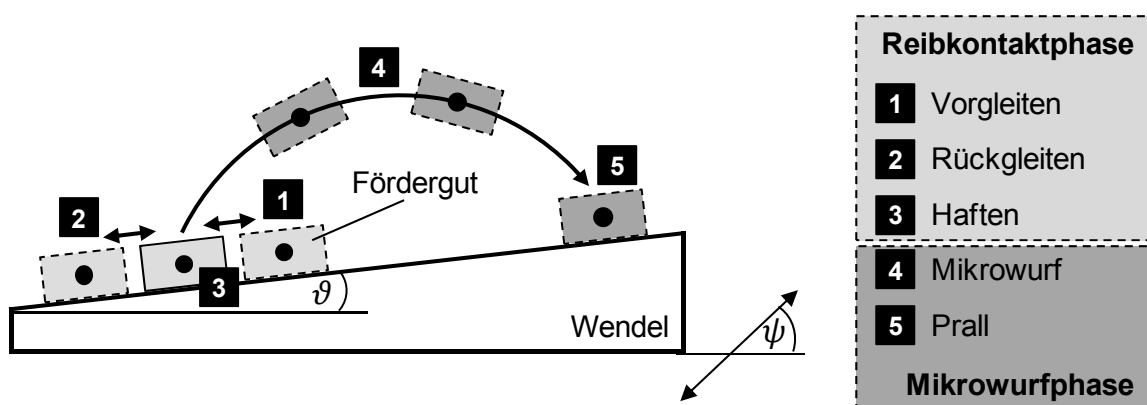
Bei der unterkritischen Anregung ist die Betriebsschwingungsfrequenz  $f_b$  kleiner als die Eigenfrequenz  $f_{eigen}$  des VWF, bei einer überkritischen Anregung ist  $f_b$  dementsprechend größer als  $f_{eigen}$ . Es lässt sich das Betriebsfrequenzverhältnis  $\eta$  nach *Gleichung (2.3)* definieren, wobei für den unterkritischen Betrieb  $\eta < 1$  und den überkritischen Betrieb  $\eta > 1$  gilt.

$$\eta = \frac{f_b}{f_{eigen}} \quad (2.3)$$

Die Eigenfrequenz des VWF wird durch das Befüllen des Fördertopfes mit Schüttgut reduziert und erhöht sich stetig durch das Ausgeben des Förderguts (*Abbildung 4*). Bei unterkritischer Anregung und befülltem Fördertopf bewegt sich im Betrieb beim Ausgeben der Werkstücke die Eigenfrequenz von der Betriebsfrequenz weg. Dadurch verringert sich die Schwingungsamplitude des Fördertopfes. Bei überkritischer Anregung und befülltem Fördertopf hingegen bewegt sich während des Betriebs die Eigenfrequenz auf die Betriebsfrequenz zu, so dass die Schwingungsamplitude steigt. In der Fachliteratur existieren unterschiedliche Empfehlungen für die Auswahl zwischen den beiden Anregungsarten (AVITEQ VIBRATIONSTECHNIK GMBH 2011; LOY 2010). Ein Blick in die industrielle Praxis zeigt, dass beide Betriebsarten weit verbreitet sind. Die Darlegung des grundlegenden Aufbaus und der Funktionsweise eines VWF ermöglichen im Folgenden eine genauere Betrachtung des mechanischen Förderprozesses der Werkstücke.

### 2.2.2 Modellbildung des Förderprozesses

Die Fördergutbewegung in VWF setzt sich aus fünf Fördergutzuständen zusammen (AHRENS 1983, *Abbildung 5*). Die Zustände Vor- und Rückgleiten sowie Haften werden in der Reibkontaktphase zusammengefasst. Die Mikrowurfphase beinhaltet die Zustände Mikrowurf und Prall. Auf Basis der beiden Phasen wird zwischen zwei Arbeitsregimen unterschieden, der Mikrowurf- und der Gleitförderung (AHRENS 1983; HABENICHT 1984). Bei der Förderung nach dem Mikrowurfprinzip erfährt das Fördergut durch die um  $\vartheta$  zur Horizontalen geneigte Wendel eine vertikale Beschleunigung, die größer ist als die Erdbeschleunigung (AHRENS 1983). Dadurch hebt das Fördergut in Abhängigkeit des Schwingwinkels  $\psi$  unter einem bestimmten Wurfwinkel von der Wendel ab und folgt einer Wurfparabel (HESSE 2006B). Während dieser Zeitdauer ist die Lage des Förderguts nicht eindeutig definiert (HESSE 2000). Anschließend prallt das Fördergut wieder auf die Wendel des Fördertopfes. Beim Gleitförderprinzip hingegen treten Beschleunigungen kleiner als die Erdbeschleunigung auf. Daher bleiben die Werkstücke bei diesem Fördermechanismus im stetigen Kontakt mit der Wendel und gleiten an dieser entlang (HABENICHT 1984).



*Abbildung 5: Modellvorstellung des Förderprozesses in VWF nach AHRENS (1983)*

Nach HESSE (2006B) ist die Gleitförderung vor allem wegen der viel geringeren, erzielbaren Fördergeschwindigkeiten nicht stark verbreitet. JAKSIC & MAUL (2001) geben auf Basis experimenteller Untersuchungen an, dass die Fördergeschwindigkeit in VWF beim Mikrowurfprinzip zwei- bis dreifach größer ist, als bei der Gleitförderung. Übliche Werte für die Zuführleistung von VWF liegen zwischen 20 und 800 Teilen pro Minute (NISS 1983). Der wiederholte Übergang von Haften zu Gleiten in dynamischen Systemen wird als „stick-slip“-Effekt bezeichnet und erfordert bei der Modellbildung des Vibrationsförderprozesses im allgemeinen Fall die Berücksichtigung eines Haft- und eines Gleitreibungskoeffizienten. Allerdings lässt

sich für die Betrachtung eines einzelnen Förderguts mathematisch zeigen, dass das Auftreten von „stick-slip“ als unwahrscheinlich gilt (SELIG & DAI 2005).

In der industriellen Praxis ist bei der Auslegung von VWF für ein spezifisches Fördergut die mittlere Fördergeschwindigkeit bzw. die Förderleistung ein besonders relevantes Leistungsmerkmal. Bisher wird diese Kenngröße überwiegend in Experimenten anhand von Musterwerkstücken des Förderguts bestimmt. Dies kann einen hohen Zeit- und Kostenaufwand für die Herstellung der Werkstücke und die Durchführung der Experimente erfordern. Deshalb existieren zahlreiche wissenschaftliche Publikationen, in denen auf Basis des dargestellten Fördermechanismus mechanische Ersatzmodelle zur Berechnung der Fördergeschwindigkeit erarbeitet wurden.

In den Arbeiten von AHRENS (1983), MAUL & THOMAS (1997), HAN & LEE (2002), VILÁN VILÁN ET AL. (2009), HAN & GAO (2010), POPESCU (2010) und RISCH (2011) wird ein einzelnes Fördergut betrachtet und als Punktmasse idealisiert. Weiterhin wird die Masse des Fördergutes als sehr klein im Vergleich zur Fördertopfmasse betrachtet, weshalb der Einfluss der Fördergutlast auf die Dynamik der Nutzmasse vernachlässigt wird. Die Ersatzmodelle stellen ebene Modelle dar, in denen die Punktmasse unter Berücksichtigung der Zustände Mikrowurf- und Gleitförderung entlang einer schiefen Ebene bewegt wird. POPESCU (2010) erweitert diese Betrachtung auf helixförmige Bewegungen. Für den Werkstückaufprall werden unterschiedliche Modelle verwendet. Während MAUL & THOMAS (1997), VILÁN VILÁN ET AL. (2009), POPESCU (2010) und RISCH (2011) von vollkommen plastischen Stößen ausgehen, modelliert AHRENS (1983) den Prall durch die Verbindung von Punktmasse und Wendel mit einem Federerelement, das eine Stoßimpulserregung erfährt. HAN & LEE (2002) verwenden ein reibungsbehaftetes, teilelastisches Stoßmodell und zeigen anhand von Bifurkationsdiagrammen für die Fördergeschwindigkeit, dass das Fördergutverhalten in VWF periodisch und chaotisch sein kann.

Mit den dargestellten Abstraktionsniveaus können grundsätzliche Einflussparameter auf die Fördergeschwindigkeit untersucht werden. Allerdings lassen sich bei der Darstellung des Förderguts als Punktmasse keine Orientierungen oder Taumelbewegungen darstellen. Der Einfluss der Fördergutgeometrie auf die Fördergeschwindigkeit bleibt unberücksichtigt. Dadurch können sich im Vergleich zum realen Fördergutverhalten große Abweichungen ergeben (AHRENS 1983).

In WOLFSTEINER (1999) wird der Vibrationsförderprozess durch ein strukturvariantes Mehrkörpersystem mit einseitig reibungsbehafteten Kontakten modelliert. Fördergut und Nutzmasse werden dabei als Starrkörper angenommen. Für die zwei- bzw. dreidimensionale Darstellung der Fördergutgeometrie wird das Beispiel eines

Rechtecks bzw. eines Quaders gewählt. Die Rückwirkung des Förderguts auf die Dynamik der Nutzmasse wird bei einer stark vereinfachten Modellbildung des Fördersystems als eindimensionaler, krafterregter Translationsschwinger berücksichtigt. WOLFSTEINER (1999) kann mit Hilfe seines Simulationsmodells die Fördergeschwindigkeit von bis zu zehn Fördergütern in einer Teilekette berechnen. Aufgrund des präzisen Stoßmodells, das nicht-glatte, reibungsbehaftete Mehrfachstöße basierend auf dem Coulomb'schen Reibungsgesetz und dem Stoßgesetz nach Poisson berücksichtigt, ergeben sich enorme Rechenzeiten selbst für einfache Fördergutgeometrien (WOLFSTEINER 1999). GAZIC (2009) erweitert diese Modellierung für ein ebenes Starrkörpermodell und ein analytisches Punktmodell, indem die Schwankungen der Reibungs- und Stoßkoeffizienten durch eine stochastische Verteilung in der Simulation berücksichtigt werden.

In den Publikationen von DALLINGER ET AL. (2012) und ASHRAFIZADEH & ZIAEI-RAD (2013) wird die Diskrete Elemente Methode (DEM) für die Berechnung der Fördergeschwindigkeit in VWF verwendet. Bei diesem Verfahren wird die zwei- oder dreidimensionale Fördergutgeometrie durch starr gekoppelte, sphärische Partikel approximiert. Generell stehen bei der DEM mehrere Kontaktmodelle wie beispielsweise das Hook'sche Kontaktmodell zur Verfügung (DALLINGER ET AL. 2012). Die Angabe des Berechnungsaufwands in ASHRAFIZADEH & ZIAEI-RAD (2013) lässt für einfache Fördergüter in einer Teilekette auf rechenzeitintensive Simulationsmodelle schließen.

Die beschriebenen Arbeiten fokussieren die Interaktion von Fördergut und Wendel zur Bestimmung der mittleren Fördergeschwindigkeit in VWF. Neben einem Ersatzmodell für den Fördermechanismus ist weiterhin die Modellierung des Bewegungsverhaltens der Nutzmasse von hoher Bedeutung für die Aussagekraft der Ergebnisse. Die Bewegung der Nutzmasse wird in den genannten Arbeiten in der Regel als sinusförmige Kinematik idealisiert, die von der Fördergutlast unbeeinflusst bleibt. RISCH (2011) und DALLINGER ET AL. (2012) verwenden durch trigonometrische Reihen approximierete Messsignale zur Modellierung der Schwingungen in ihren Modellen. Darüber hinaus existieren weitere Ansätze zur Modellbildung des Bewegungsverhaltens von VWF, die im nächsten Abschnitt beschrieben werden.

### **2.2.3 Strukturdynamische Modellbildung von VWF**

Bei der strukturdynamischen Modellierung von VWF soll im Allgemeinen durch ein mechanisches Ersatzmodell die Berechnung des Bewegungsverhaltens der Nutzmasse oder die Bestimmung der Eigenfrequenzen und -formen des Systems



ermöglicht werden. Dazu wird der VWF als schwingfähiges Feder-Masse-Dämpfer-System dargestellt, wobei die ideal steifen Nutz- und Gegenmasse durch masselose Blattfedern miteinander gekoppelt sind und das Gesamtsystem über masselose Gummifedern auf einem Fundament gelagert ist. Das Verhalten der Blatt- und Gummifedern wird als linear angenommen und eine symmetrische Anordnung der Massen- und Feder-Dämpferelemente sowie der Elektromagnete um die Drehachse des VWF wird vorausgesetzt. Die Fördergutlast wird als klein im Vergleich zur Nutzmasse angenommen und die Werkstücke werden als gleichmäßig verteilt im Fördertopf vorausgesetzt. Experimentelle Nachweise über die Gültigkeit dieser beiden Annahmen existieren nicht. Zudem widerspricht die Vereinfachung der vernachlässigbar kleinen Fördergutlast den quantitativen Angaben von WIENDAHL & HABENICHT (1981) und HESSE & MALISA (2010) (*Kapitel 2.2.1*).

Unter Berücksichtigung der genannten Annahmen ergibt sich für den VWF ein lineares Differenzialgleichungssystem zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten, *Gleichung (2.4)*. Der Vektor  $\mathbf{q}(t)$  bezeichnet die generalisierten Koordinaten,  $\dot{\mathbf{q}}(t)$  und  $\ddot{\mathbf{q}}(t)$  sind die zeitlichen Ableitungen.  $\mathbf{M}$  ist die Massenmatrix,  $\mathbf{D}$  die Matrix der Dämpfungskoeffizienten,  $\mathbf{K}$  bezeichnet die Steifigkeitsmatrix und  $\mathbf{F}(t)$  ist der Vektor der äußeren Kräfte. Im Allgemeinen wird in den verfügbaren Arbeiten zur dynamischen Modellbildung eine spezifische Konfiguration des strukturellen Aufbaus eines VWF untersucht. Deshalb ist die Übertragbarkeit der verfügbaren mechanischen Ersatzmodelle sehr eingeschränkt.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{D} \cdot \dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (2.4)$$

In der Arbeit von STOEVE SANDT (1978) soll das Ersatzmodell des VWF zur qualitativen Bewertung des Einflusses ausgewählter Systemparameter auf das Betriebschwingungsverhalten dienen. Dazu wird der VWF als nicht-ideal schwingungsisoliertes Feder-Masse-System ohne Dämpfungselemente dargestellt. STOEVE SANDT (1978) berücksichtigt in seinem Ersatzmodell Störkräfte und -momente am Fundament, welches als weiteres Massenelement modelliert ist. Insgesamt besitzt das Modell die drei Massenelemente Nutz-, Gegen-, und Fundamentmasse, welche jeweils einen translatorischen und einen rotatorischen Freiheitsgrad besitzen. Nutz- und Gegenmasse werden durch die schräg angestellten Blattfedern kinematisch miteinander gekoppelt.

OKABE & YOKOYAMA (1981) erarbeiten ein einfaches Ersatzmodell ohne Berücksichtigung von Dämpfungseffekten zur analytischen Berechnung der Eigenfrequenzen von VWF. Grundsätzlich wird das System als Zweimassenschwinger betrachtet, wobei die Art der Kopplung zwischen Gegenmasse und der Umgebung in Abhän-

gigkeit des Steifigkeitsverhältnisses von Gummi- zu Blattfeder variiert. Für die analytische Herleitung der Systemsteifigkeit gehen OKABE & YOKOYAMA (1981) von einer kinematischen Zwangsbedingung des translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrades der Nutzmasse aus. Die Konsequenz dieser Zwangsbedingung ist ein konstanter Schwingwinkel  $\psi(r_p)$  bei gegebenem Abstand  $r_p$  zur Drehachse. OKABE & YOKOYAMA (1981) zeigen anhand eines umfassenden Vergleichs zwischen analytisch berechneter und experimentell ermittelter Eigenfrequenzen, dass zum Teil große Abweichungen zwischen Modell und Experiment bestehen. Die Autoren können dies auf sogenannte Mikroschlupfeffekte in den Schrauben-Laschenverbindungen zwischen Blattfeder und Federbein zurückführen (vgl. auch LOY 2010). Unter Mikroschlupf werden lokale tangentielle Relativbewegungen in der Kontaktebene zwischen zwei gefügten Bauteilen verstanden, wobei dadurch die Steifigkeit und Dämpfung der Struktur verändert werden (LENZ 1997).

MORREY & MOTTERSHEAD (1986) erarbeiten ebenfalls ein Ersatzmodell, um die Eigenfrequenzen und -formen einer spezifischen Struktur eines VWF zu bestimmen. Das umfangreiche Modell besitzt insgesamt acht Freiheitsgrade, wobei Nutz- und Gegenmasse jeweils einen translatorischen und drei rotatorische Bewegungsmöglichkeiten besitzen. Dadurch kann das Modell prinzipiell auch Taumelbewegungen aufgrund von statischen und dynamischen Unwuchten abbilden. MORREY & MOTTERSHEAD (1986) berücksichtigen keine Dämpfungseffekte und entwickeln für die Beschreibung der Systemsteifigkeit eine Steifigkeitsmatrix der Größe  $36 \times 36$ .

In den Arbeiten von MAUL & THOMAS (1997), XU ET AL. (2007) und POPESCU (2004) werden mit Hilfe der Ersatzmodelle die Betriebsschwingungen des VWF berechnet. Während MAUL & THOMAS (1997) und XU ET AL. (2007) unter Verwendung der oben genannten kinematischen Zwangsbedingung einen Zweimassenschwinger mit drei Freiheitsgraden entwickeln, betrachtet POPESCU (2004) ausschließlich die Nutzmasse mit einem translatorischen und einem rotatorischen Freiheitsgrad, die als unabhängig voneinander modelliert werden. MAUL & THOMAS (1997) und XU ET AL. (2007) berücksichtigen in ihrem Ersatzmodell weiterhin einen geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungsterm für die Gummifedern.

SILVERSIDES ET AL. (2005) erweitern das Modell von MAUL & THOMAS (1997), behalten jedoch die kinematische Zwangsbedingung für die Nutzmasse bei. Das Gesamtsystem besitzt damit ebenfalls drei Freiheitsgrade. Die Autoren führen das Vorherrschen von Dämpfungseffekten durch statische Hysterese in Blatt- und Gummifedern an und berücksichtigen diese durch einen äquivalenten viskosen Dämpfungsterm in ihrem linearen Bewegungsdifferentialgleichungssystem.

LOY (2010) beschäftigt sich in seiner Dissertation mit der Entwicklung eines modularen Vibrationswendelförderers, bei dem Fördertopf und Ordnungsschikane getrennt werden. Dadurch besitzen beide Funktionsbereiche separate Antriebseinheiten. Für eine schwingungstechnische Abstimmung des Systems wird ein Ersatzmodell präsentiert, bei dem die genannte kinematische Zwangsbedingung bei Nutz- und Gegenmasse eingeführt wird. Deshalb besitzt jedes Massenelement einen Freiheitsgrad. Da der Fokus auf der Berechnung niedriger Eigenfrequenzen des Systems liegt, wird die Dämpfung vernachlässigt (LOY 2010; DRESIG & HOLZWEIBIG 2006).

In der Arbeit von SELIG & DAI (2005) wird die sogenannte Schraubentheorie als Grundlage für die Modellierung der Kinematik eines VWF verwendet. Zunächst liefern SELIG & DAI (2005) eine Berechnungsvorschrift für die analytische Bestimmung der Steifigkeit von Blattfederpaketen durch die Betrachtung von parallel angeordneten Biegebalken. Anschließend wird das Gleichungssystem für die Nutzmasse, welche einen translatorischen und einen davon unabhängigen rotatorischen Freiheitsgrad besitzt, gelöst. Dämpfungseffekte sowie die Gegenmasse werden im Modell nicht berücksichtigt.

In DING & DAI (2008) wird ein umfangreiches Modell präsentiert, das auf Vorarbeiten von DAI & DING (2006) basiert. Der Betrachtungsfokus liegt auf der Nutzmasse, welcher mit Formalismen der Schraubentheorie sechs unabhängige Freiheitsgrade zugeordnet werden. Die Gegenmasse wird nicht modelliert. DING & DAI (2008) berücksichtigen die Masse der Blattfeder und nehmen diese entlang der Blattfederlängsachse als kontinuierlich verteilt an. Für die in der Struktur auftretenden Dämpfungseffekte werden äquivalente viskose Dämpfungsterme eingeführt. Das Modell wird für eine Analyse der Einflüsse verschiedener Systemparameter wie dem Blattfederanstellwinkel auf die Eigenfrequenz des VWF angewendet.

MUCCHI ET AL. (2013) betrachten in ihrer Arbeit zwei unterschiedliche strukturelle Aufbauten und beschreiben diese mit einem einzigen Bewegungsdifferentialgleichungssystem, indem die Anzahl der Strukturelemente (z. B. Blattfedern, Elektromagnete) durch skalare Faktoren berücksichtigt wird. Im Ersatzmodell von MUCCHI ET AL. (2013) findet ebenfalls die kinematische Zwangsbedingung bei der Nutzmasse Anwendung. Insgesamt hat das Gesamtsystem drei Freiheitsgrade. Die Autoren beziehen die Fördergutbelastung als Einflussfaktor auf die Betriebsschwingungen vereinfacht mit ein, indem ausschließlich die Summe der Masse aller Fördergüter im entsprechenden Eintrag in der Massenmatrix aufaddiert wird. Bei dieser Betrachtung liegt das Verhältnis von Fördergut- zu Nutzmasse für die beiden VWF lediglich bei 0,13 bzw. 0,17.

FELIZOLA ET AL. (2013) präsentieren in ihrer Publikation ein stark vereinfachtes Modell des VWF. Hierbei wird ausschließlich die Nutzmasse betrachtet. Diese besitzt lediglich einen translatorischen Freiheitsgrad. Um das Modell anzuwenden, sind Messequipment und spezielle Auswertesoftware notwendig.

Auf Basis des grundlegenden Aufbaus und der Funktionsweise von VWF wurden Arbeiten vorgestellt, welche die Teilfunktion „Fördern“ thematisierten. Im nächsten Abschnitt wird der Funktionsbereich „Ordnen“ detailliert.

### 2.3 Ordnungsschikanen

#### 2.3.1 Prinzipien und Funktionsweisen

Um das Fördergut in einer gewünschten Orientierung an eine Produktionsanlage zu übergeben, werden in VWF Ordnungsschikanen eingesetzt. Diese sind entweder direkt in die Wendel des Fördertopfes integriert oder an dessen Auslauf fixiert. Der Ordnungsvorgang ist dem Vibrationsförderprozess dabei überlagert (HILGENBÖCKER 1985). Grundsätzlich können die Schikanen nach dem aktiven oder dem passiven Ordnungsprinzip arbeiten (*Abbildung 6*). Beim aktiven Ordnungsprinzip (auch: Zwangsprinzip oder Ordnen durch Gleichrichten) werden alle Fördergüter in falscher Orientierung mittels mechanischer oder fluidischer Mittel in die gewünschte Orientierung gebracht (HESSE & MALISA 2010). Beim passiven Prinzip (auch: Auswahlprinzip oder Ordnen durch Auslesen) werden nur Fördergüter in der zufällig richtigen Orientierung weitergegeben, alle Werkstücke in Falschlage werden ausgegliedert und in das Haufwerk zurückgeführt (HESSE 2006B). Im Allgemeinen sind aktive Ordnungsschikanen bauteilschonender und ermöglichen höhere Zuführleistungen.

Ordnungselemente für VWF können weiterhin in mechanische und aerodynamische Schikanen sowie Kamera- und Sensorsysteme eingeteilt werden (FRÄDRICH 2012), wobei jeweils das aktive oder das passive Ordnungsprinzip zugrunde liegen kann. Mechanische Schikanen ordnen das Fördergut durch Wirk- oder Funktionsflächen. Durch den wiederholten, impulsartigen Kontakt zwischen dem Fördergut und den Wirkflächen der Schikane wird das Werkstück zu einer Lageänderung gezwungen (*Abbildung 6*). Mechanische Ordnungsschikanen finden aufgrund des einfachen Aufbaus und der hohen Verschleißfestigkeit sehr häufig Anwendung in der industriellen Praxis (FRANK 1975).

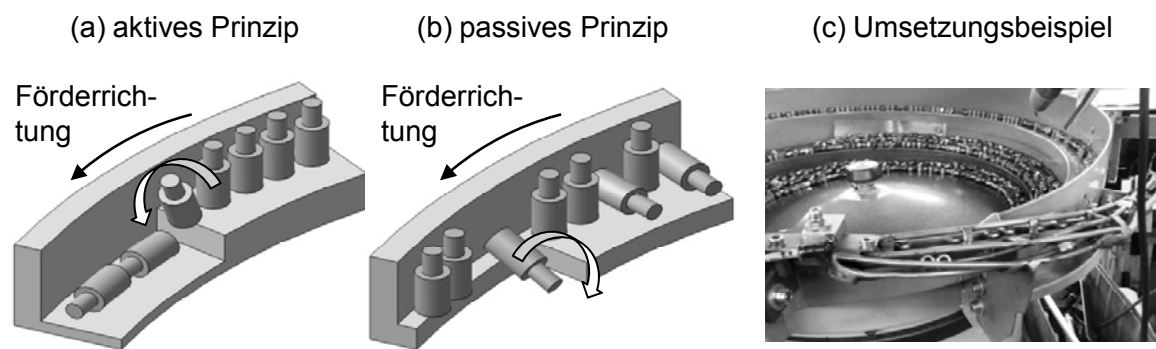


Abbildung 6: Aktive und passive Ordnungsschikanen

Aerodynamische oder pneumatische Schikanen arbeiten meist nach dem passiven Prinzip. Durch die gezielte Ausrichtung einer Druckluftdüse wird auf ein Fördergut in Falschlage ein Kraftimpuls übertragen und dadurch in das Haufwerk zurückgeführt (HESSE 2000). Da sich mit dem aktiven Ordnungsprinzip deutlich höhere Zuführleistungen ergeben können, existieren Ansätze für aktive aerodynamische Schikanen für VWF (JAKSIC & MAUL 2001). Die Verwendung der Ressource Druckluft bedingt zusätzliche pneumatische Komponenten am Zuführsystem. Die Luft strömt entweder kontinuierlich aus oder kann durch zusätzliche Sensorik so gesteuert werden, dass der Druckluftimpuls aktiv wird, sobald ein Fördergut im Wirkungsbereich der Schikane ist.

Weiterhin können Kamera- und Sensorsysteme für die Ordnungsaufgabe eingesetzt werden. Hierbei wird das Fördergut durch den VWF aus dem Haufwerk vereinzelt, mittels einfacher Schikanen vororientiert und anschließend an einer Zeilenkamera vorbeibewegt (HESSE 2000). Dabei wird die Lage des Werkstückes erfasst und mit einem eingelernten Bild abgeglichen (HESSE & MALISA 2010). Für eine zuverlässige Funktionsweise dürfen die Werkstücke nicht in einer Teilekette vorliegen und müssen entsprechend vereinzelt werden, so dass die Werkstückkontur störungsfrei erfasst werden kann (HESSE 2000). Zudem sind bei der Bilderfassung bestimmte Lichtverhältnisse notwendig, die ein spezielles Gehäuse erforderlich machen (LOY 2010). Liegt das Werkstück nicht in der gewünschten Orientierung vor, wird es in der Regel nach dem passiven Prinzip entweder mittels einer zusätzlichen Rückführung direkt in das Haufwerk zurückgeführt oder in einen Behälter ausgegliedert. Dies bedingt einen zusätzlichen manuellen Eingriff, um die Werkstücke aus dem Behälter in den Fördertopf zu geben. Die Rückführung kann als weitere Systemkomponente eine Störungsquelle darstellen und in Abhängigkeit von der konstruktiven Ausführung das Betriebsschwingungsverhalten des VWF beeinflussen. Im Vergleich zu mechanischen Schikanen können bei programmierbaren Zuführsystemen

men bei der Störungsbehebung Experten nötig sein (LOY 2010). Neben diesen Herausforderungen bieten Kamera- und Sensorsysteme als Ordnungselemente bei VWF den wesentlichen Vorteil der Flexibilität. Neue Fördergutgeometrien sind schnell einlernbar und mit Hilfe der Bildverarbeitung können nicht nur falsche Fördergutorientierungen ausgegliedert, sondern auch Falschteile erkannt werden. Die erreichbaren Zuführleistungen erstrecken sich von gering bis hoch (RYBARCZYK 2004; FRÄDRICH 2012; HESSE & MALISA 2010).

Aufgrund des vergleichsweise einfachen Aufbaus, der erreichbaren Zuführleistungen und der hohen Verschleißfestigkeit werden in der industriellen Praxis oft mechanische und aerodynamische Ordnungsschikanen bevorzugt eingesetzt (FRANK 1975). Diese Betriebsmittel für das automatisierte Ordnen und Zuführen einer Vielzahl von Fördergütern besitzen eine hohe produktionstechnische Relevanz. Der Auslegungsprozess von Ordnungsschikanen wird im folgenden Abschnitt dargelegt.

### **2.3.2 Konventionelle Auslegung**

Ordnungsschikanen in VWF stellen den Hauptanteil der Fertigungskosten bei der Geräteherstellung dar (ROCKLAND & STETTER 1994). Im Allgemeinen werden die Schikanen von erfahrenen Spezialisten in zeit- und kostenintensiven Experimenten Trial-und-Error-basiert ausgelegt (LO & DICK 1990; YEONG & DE VRIES 1994; LIM ET AL. 1994; BERKOWITZ & CANNY 1996; WOLFSTEINER 1999). Hierbei wird die Lage der Wirkflächen oder der Druckluftdüsen so lange iterativ verändert, bis eine zufriedenstellende Funktionalität und ein nahezu störungsfreier Betrieb gewährleistet sind. Aufgrund der komplexen, nichtlinearen Dynamik beim Vibrationsförder- und Orientierungsvorgang sind Ordnungsschikanen nicht übertragbar und werden für jedes Fördergut individuell entwickelt. Der konventionelle Auslegungsprozess für Ordnungsschikanen in VWF lässt sich prinzipiell mit dem in *Abbildung 7* gezeigten Vorgehen beschreiben.

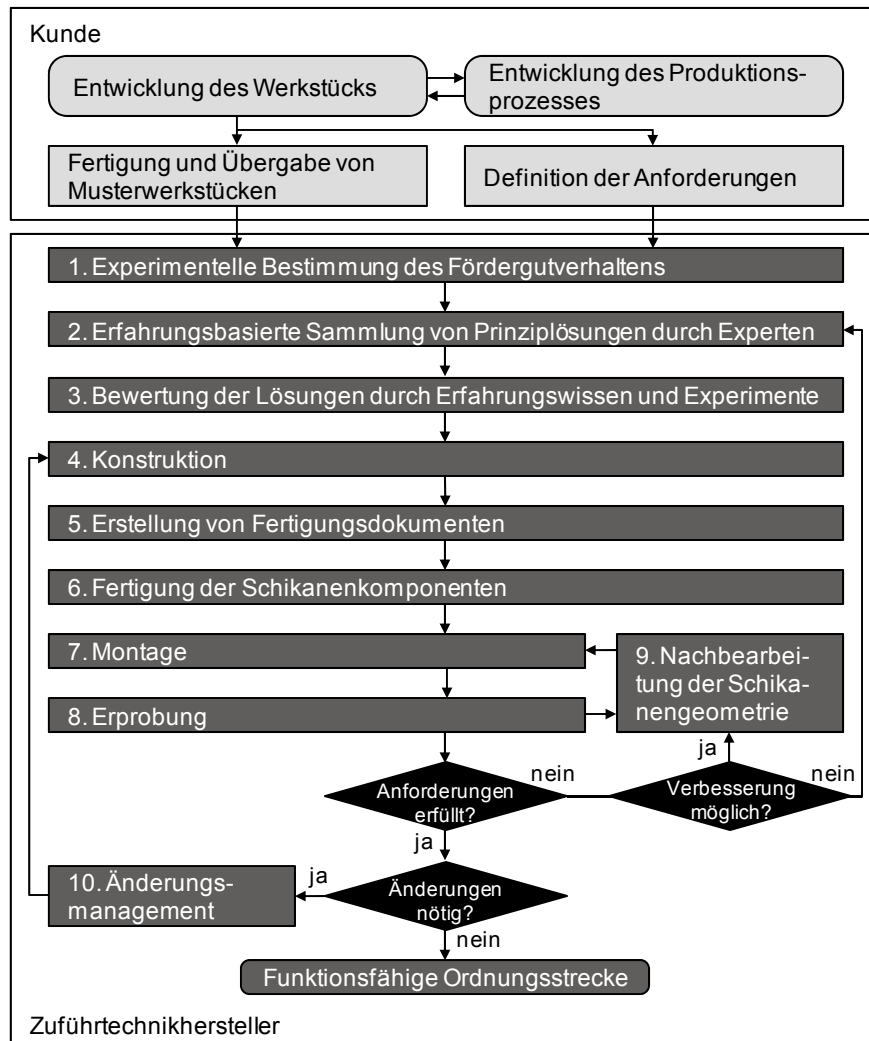


Abbildung 7: Konventioneller Auslegungsprozess für Ordnungsschikanen (HOFMANN & REINHART 2013B)

Im Allgemeinen steht der Produktionsprozess, für den das Zuführsystem eingesetzt werden soll, bereits fest, bevor die Auslegung der Ordnungsschikanen beginnt. Dadurch können Kunde und Zuführtechnikhersteller die Anforderungen an das Zuführsystem (z. B. gewünschte Orientierung des Förderguts und Zuführleistung) definieren. Auf Basis dieser Anforderungen bestimmt ein Spezialist im ersten Schritt mit Hilfe seiner empirisch gesammelten Erfahrungen durch eine experimentelle Analyse das Fördergutverhalten und leitet daraus die konstruktiven Randbedingungen für die Schikanen ab. Beispielsweise kann durch die Anzahl der auftretenden Fördergutorientierungen näherungsweise die Anzahl an benötigten Schikanen abgeschätzt werden, da diese beiden Größen miteinander korrelieren (FRANK 1975). Die Anzahl und prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen wird in der industriellen Praxis oft durch das mehrfache Fallenlassen eines Musterwerkstücks auf ei-

nen festen, ebenen Untergrund oder unter Verwendung bestehender VWF abgeschätzt. Weiterhin wird auf Basis der Experimente die Zuführleistung überschlägig ermittelt und dadurch die notwendige Größe des Fördertopfes festgelegt. Dafür haben viele Zuführtechnikhersteller standardisierte Systemgrößen vordefiniert. Ein Vorgehen zur systematischen Auswahl des Fördertopfes wird von (NIESS 1983) beschrieben. Für den ersten Schritt werden in der Regel vom Kunden Musterwerkstücke in entsprechender Anzahl als Schüttgut bereitgestellt.

Anschließend werden im zweiten Schritt prinzipielle Ordnungslösungen gesammelt. Dabei greifen die Konstrukteure im Allgemeinen auf ihr umfangreiches Erfahrungswissen zurück. In Schritt drei werden die generierten Prinzipialösungen für die Ordnungsschikanen bewertet und eine Konzeptauswahl getroffen. Die Bewertung erfolgt entweder durch Erfahrungswissen oder mit Hilfe von einfachen Experimenten an bestehenden Vibrationsfördersystemen. An diesen Ersatzsystemen sind die Wirkflächen der erdachten Ordnungslösung näherungsweise nachgebildet. Ein wesentliches Kriterium für die Bewertung ist stets die Funktionsfähigkeit einer Lösung. Anschließend erfolgt die Konstruktion der gewählten Ordnungsschikanen (Schritt vier), die Erstellung von Fertigungsdokumenten (z. B. Zeichnungen, NC-Programme, Stückliste) (Schritt fünf) sowie die Fertigung der einzelnen Komponenten (Schritt sechs).

Im Anschluss an die Fertigung werden die einzelnen Komponenten der Schikanen zu einer gesamten Ordnungsstrecke am Fördertopf montiert (Schritt sieben). Im achten Schritt erfolgt die Inbetriebnahme des Zuführsystems. Mit Hilfe der vom Kunden bereitgestellten Musterwerkstücke werden die Funktionalität, die tatsächliche Zuführleistung sowie die Verfügbarkeit beziehungsweise die Störungsanfälligkeit bestimmt. In der Regel treten bei den ersten Testläufen häufig Betriebsstörungen auf, so dass die Geometrie der Schikanen nachbearbeitet oder die Lage und die Betriebsparameter von pneumatischen Komponenten nachjustiert werden müssen (Schritt neun). Hierbei werden die Prozessschritte sieben bis neun wiederholt durchlaufen und die Eigenschaften der Schikane (z. B. Neigung der Wirkfläche) in mehreren Iterationen Trial-und-Error-basiert verändert. Bei der Änderung der Schikanen werden häufig einzelne Komponenten gelöst und neu justiert, Hilfselemente (z. B. Drähte) eingebracht oder es kommen spanende Fertigungsverfahren für die Variation der Wirkflächengeometrie zum Einsatz. Dies schränkt die Variationsmöglichkeiten entsprechend ein.

Kann die Ordnungsstrecke die Kundenanforderungen nicht erfüllen, wird die gefertigte Lösung zurückgestellt und ein neues Konzept betrachtet. Hierbei müssen die



Prozessschritte zwei bis sechs erneut durchgeführt werden. Erfüllen die experimentell angepassten Ordnungsschikanen die Kundenanforderungen, so kann abhängig vom aufgewendeten Nacharbeitsumfang eine Anpassung der Konstruktion notwendig sein. Dazu werden im zehnten Schritt die Geometrie- und Betriebsparameter der experimentell angepassten Schikanen bestimmt und die geänderte Konstruktion anschließend neu gefertigt. Nach erneuter Montage und Erprobung liegt eine funktionierende Ordnungsstrecke vor. Im Allgemeinen führt die Trial-und-Error-basierte Auslegung zu einem Betriebsverhalten, welches nicht das Optimum darstellt und nicht frei von Störungen ist. Deshalb stellen Ordnungsschikanen in VWF nach wie vor häufig den Produktivitätsengpass einer gesamten Produktionsanlage dar (BOOTHROYD 2005; ZIERSCH 1985).

Die konventionelle Auslegung von Ordnungsschikanen weist insgesamt wesentliche Defizite auf. Zu Beginn können die Funktionsfähigkeit und die Zuführleistung von Ordnungsschikanen lediglich grob abgeschätzt oder müssen in zeit- und kostenintensiven Versuchen experimentell bestimmt werden. Dies führt dazu, dass Ordnungslösungen zunächst gefertigt und anschließend ressourcenineffizient nachbearbeitet werden, obwohl die Kundenanforderungen physikalisch nicht erfüllt werden können. Ein experimenteller Vergleich beziehungsweise die parallele Fertigung von mehreren Lösungsalternativen sind in der Regel nicht wirtschaftlich. Die konventionelle Auslegung erfordert zudem die Bereitstellung von Musterwerkstücken, um eine Analyse des Fördergutverhaltens durchführen zu können. Der Auslegungsprozess kann dadurch frühestens mit der Bereitstellung dieser Musterwerkstücke ziel führend beginnen. Insgesamt verlangt die konventionelle Auslegung vom Konstrukteur ein besonderes Erfahrungswissen, um in den einzelnen Prozessschritten sinnvolle Abschätzungen und eine hinreichende Bewertung vornehmen zu können.

### **2.3.3 Bestehende Ansätze zur Unterstützung bei der Auslegung**

Aufgrund der deutlichen Defizite der konventionellen Auslegung von Ordnungsschikanen und der gleichzeitigen hohen produktionstechnischen Relevanz dieser Systeme wurden in den vergangenen Jahrzehnten vielfältige wissenschaftliche Ansätze zur Verbesserung des Auslegungsprozesses erarbeitet.

#### **2.3.3.1 Bestimmung der Fördergutorientierungen**

In der Zuführtechnik ist die Kenntnis der Anzahl und der prozentualen Verteilung der Fördergutorientierungen von größter Bedeutung (FRANK 1975). Diese beiden Kenngrößen sind Entscheidungsgrundlage für das Ordnungsprinzip sowie die An-

zahl und die Anordnung der einzelnen Ordnungsschikanen (NGOI ET AL. 1995A; WEISS 1983). Eine modellbasierte Vorhersage der beiden Kenngrößen kann die kostenaufwändige Fertigung von Musterwerkstücken und die Durchführung von entsprechenden Versuchen vermeiden (MURCH & BOOTHROYD 1971).

In den Arbeiten von FRANK (1975), BOOTHROYD & HO (1977), WEISS (1983), WIEGLEY ET AL. (1992), GOLDBERG ET AL. (1995), NGOI ET AL. (1995A), NGOI ET AL. (1995B), NGOI ET AL. (1995C), NGOI ET AL. (1996), NGOI & LIM (1996), LEE ET AL. (1996), NGOI ET AL. (1997) und BOOTHROYD (2005) werden analytische Methoden präsentiert, um die Anzahl und die prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen zu bestimmen. Hierbei werden geometrische und physikalische Parameter des Werkstückes, unter der Annahme einer gewissen Proportionalität, in mathematischem Zusammenhang zur Wahrscheinlichkeit der auftretenden Fördergutorientierung gebracht. Umfassende Vergleiche zwischen den analytischen Methoden und experimentellen Daten sind in LEVY & ROSARIO (2001) und SURESH ET AL. (2013) dargestellt, wobei zum Teil große Abweichungen zwischen Experiment und den verfügbaren analytischen Methoden deutlich werden.

Die Autoren in MIRTICH (1996A) und GOLDBERG ET AL. (1999) nutzen die Impulsbasierte Starrkörpersimulation, um die Fördergutorientierungen, unter Berücksichtigung des dynamischen Verhaltens eines Werkstückes im freien Fall und nach einem reibungsbehafteten Stoß mit einem flachen Untergrund, zu bestimmen. GOLDBERG ET AL. (1999) validieren die Simulationsergebnisse durch den Vergleich mit experimentellen Daten und können eine sehr gute Übereinstimmung zeigen.

### **2.3.3.2 Gestaltung von Prinziplösungen**

Das Finden von prinzipiellen Ordnungslösungen für ein spezifisches Fördergut erfordert im Allgemeinen ein großes Erfahrungswissen. Die Auswahl einer Menge an Prinziplösungen von Ordnungsschikanen sowie deren serielle und / oder parallele Anordnung beeinflusst die Zuführleistung, die Herstellungskosten sowie den Entwicklungsaufwand insgesamt (LO & DICK 1990).

Für eine schnelle Generierung von Prinziplösungen für Ordnungsschikanen in VWF bieten die Arbeiten von FRANK (1975), BOOTHROYD ET AL. (1976) und BOOTHROYD (2005) ein umfassendes Tabellenwerk. Hier kann nach einer Klassifizierung des Förderguts anhand geometrischer und physikalischer Merkmale eine grundsätzliche Schikanentopologie nachgeschlagen werden. CHEN & YOUNG (1988) und LO & DICK (1990) erarbeiten auf Basis von BOOTHROYD ET AL. (1976) ein rechnergestütztes Vorgehen zur regelbasierten Auswahl und Anordnung von Prinziplösungen.

WEISS (1983) definiert sogenannte Zuordnungsmatrizen zwischen Standardordnungselementen und dem Ordnungszustand eines Förderguts sowie Standardordnungselementen und Ordnungsmerkmalen am Fördergut. Mit Hilfe dieser Werkzeuge können Beziehungen festgelegt und eine systematische Auswahl innerhalb vorgegebener Prinziplösungen erzielt werden. In den Arbeiten von OU-YANG & MAUL (1993), LIM ET AL. (1994), TAN ET AL. (1995), VRANJEŠ ET AL. (1997) und LA BROOY & JIANG (2009) werden Ansätze zur rechnergestützten Klassifizierung von Fördergütern anhand von geometrischen und physikalischen Merkmalen vorgestellt. Durch die Fördergutanalysen kann eine Algorithmen-basierte Auswahl sowie Anordnung von Prinziplösungen für Ordnungsschikanen in VWF erreicht werden. Eine Methodik zur Entwicklung der Wirkflächengeometrie für Ordnungselemente von modular aufgebauten VWF ist in LOY (2010) beschrieben.

Weiterhin existieren Arbeiten, welche ausschließlich die sequentielle oder parallele Anordnung von Schikanen fokussieren. Unter den stark idealisierten Annahmen, dass Anzahl und prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen sowie das Werkstückverhalten in einer Ordnungsschikane für unterschiedliche Parametersätze bekannt sind (z. B. aus Experimenten), erarbeiten die Autoren in YERALAN & CHANG (1986), SETHI ET AL. (1990), JAUMARD ET AL. (1990) und CHRISTIANSEN ET AL. (1996) Algorithmen für eine optimale Anordnung von mehreren Schikanen.

### 2.3.3.3 Festlegung der Geometrieparameter von Ordnungsschikanen

Die Funktionsfähigkeit einer Ordnungsschikane wird neben den Betriebsschwingungen des Systems maßgeblich von der Wahl der Geometrieparameter bestimmt. Diese werden im konventionellen Auslegungsprozess in ressourcenaufwändigen Experimenten nach dem Trial-und-Error Prinzip variiert, bis ein zufriedenstellender Betriebszustand erreicht ist. Um dieses Vorgehen zu verbessern, wurden geometrische und stark vereinfachte physikalische Berechnungsmodelle erarbeitet. In den angeführten Arbeiten beziehen sich diese Modelle jeweils auf eine spezifische Ordnungsschikane und besitzen dadurch eine eingeschränkte Gültigkeit.

In WEISS (1983) werden für verschiedene spezifische Standardordnungselemente (z. B. Stufe) einfache analytische Modelle für das Bewegungsverhalten eines Förderguts entwickelt. Aus diesen Gleichungen können die Einstellparameter für die Schikanengeometrie für eingeschränkte Gültigkeitsbereiche abgeleitet werden. Eine weitere analytische Beschreibung des Fördergutverhaltens mit Hilfe von Energiebilanzen für die aktive Umorientierung von Werkstücken mittels Druckluft ist in JAKSIC & MAUL (2001) zu finden.

Eine geometrische Analyse des Fördergutverhaltens für spezifische Ordnungsschikanen wird in den Arbeiten von BERRETTY ET AL. (2001), GOEMANS ET AL. (2006) und GOEMANS & VAN DER STAPPEN (2008) durchgeführt. Hierbei wird die Fördergutbewegung im zwei- oder dreidimensionalen Fall als quasi-statisch betrachtet, wobei das Werkstück unter Einschränkung von Freiheitsgraden reibungslos entlang einer linearen Strecke gleitet. Die Geometrie von Fördergut und Ordnungsschikane wird durch Polygone beschrieben und mittels Algorithmen-basierter, geometrischer Analysen werden potentielle Geometrieparameter bestimmt, für die das Fördergut eine Ordnungsschikane passieren kann. Für das Modell in GOEMANS & VAN DER STAPPEN (2008) wird die Kenntnis über die Weite des Mikrowurfs vorausgesetzt. Einen ähnlichen Ansatz verfolgt CAINE (1993) in seiner Arbeit und stellt basierend auf seinen Modellen eine einfache Methode zum Gestalten von passiven Schikanen vor. In der Publikation von YEONG & DE VRIES (1994) wird ein dreistufiges Vorgehen zur Gestaltung von Ordnungsschikanen definiert, wobei in den einzelnen Schritten Erkenntnisse der in *Kapitel 2.3.3.1* bis *2.3.3.3* dargelegten Arbeiten integriert sind.

Insgesamt wurden in den vergangenen Dekaden vielfältige wissenschaftliche Anstrengungen unternommen, um die Defizite des konventionellen Auslegungsprozesses von Ordnungsschikanen für VWF zu reduzieren. Allerdings finden die erarbeiteten Verfahren selten Anwendung in der industriellen Praxis. Die Verfahren in *Kapitel 2.3.3.1* zur Bestimmung der Anzahl und prozentualen Verteilung der Fördergutorientierungen bedingen in der Regel eine aufwändige und schwierige Aufbereitung der Fördergutgeometrie. Die Methoden in *Kapitel 2.3.3.2* zur Gestaltung und Anordnung von Prinziplösungen liefern für wenig erfahrene Entwickler von Schikanen für VWF eine große Hilfestellung. Es ergibt sich jedoch durch die Anwendung dieser Verfahren häufig nur eine Lösung ohne Angabe von Lösungsalternativen. Zudem stoßen die Verfahren für die in der industriellen Praxis vorkommenden komplexen Fördergutgeometrien an ihre Grenzen und liefern beispielsweise kein Ergebnis. Deshalb bedienen sich die Experten in der industriellen Praxis überwiegend ihres Erfahrungswissens zur Sammlung von individuellen Ordnungslösungen. Die verfügbaren Konzepte zur Festlegung der Geometrieparameter bedienen sich teilweise großer physikalischer Vereinfachungen und besitzen durch die Betrachtung von spezifischen Schikanentopologien einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich.

Daher bestehen seit einigen Jahren große Anstrengungen in der Simulation von Ordnungsschikanen für VWF, um eine umfassende virtuelle Auslegung dieser Zuführsysteme zu erreichen.

#### 2.3.3.4 Simulation von Ordnungsschikanen

Die Abbildung der physikalischen Effekte von Fördergütern in Ordnungsschikanen für VWF kann mit unterschiedlichen Simulationsverfahren betrachtet werden. Generell werden dabei das Fördergut, der Fördertopf und die Schikane als Starrkörper angenommen und der Einfluss der Fördergutlast auf die Bewegung von Fördertopf und Schikane vernachlässigt.

Ein dreidimensionales, strukturvariantes Mehrkörpersystem von WOLFSTEINER (1999) zur Simulation der Fördergeschwindigkeit wurde bereits in *Kapitel 2.2.2* dargestellt. Auf Basis der angeführten Modellannahmen wird eine aktive Ordnungsschikane simuliert. Anhand von mehreren simulativ untersuchten Parametersätzen kann ein Funktionalitätsbereich für das betrachtete Werkstück und die Schikane angegeben werden.

In CHEN ET AL. (2011) wird ein Fördertopf mit integrierter Ordnungsschikane und fünf Fördergütern mit einfacher Geometrie in der Simulationsumgebung MSC.ADAMS simuliert. Hierbei können CAD-Daten genutzt werden, um die Geometrie des Fördertopfes effizient zu modellieren. Bei der Modellbildung werden sowohl Haft- als auch Gleitreibungseffekte berücksichtigt, für den Kontakt zwischen den Starrkörpern wird das Modell nach Poisson verwendet (CHEN ET AL. 2011). Ein Vergleich zwischen Simulationsergebnissen und experimentellen Daten erfolgt in der Publikation nicht.

Die in *Kapitel 2.2.2* zitierte Arbeit von DALLINGER ET AL. (2012) nutzt die Diskrete Elemente Methode (DEM), um neben der Berechnung der Fördergeschwindigkeit auch das Fördergutverhalten in einer Schikane zu bestimmen. Mit diesem Verfahren lassen sich mehrere dreidimensionale Fördergüter in einer Teilekette abbilden, wobei die Fördergutgeometrie durch starr miteinander gekoppelte, sphärische Partikel approximiert ist. Angaben zu einem Vergleich zwischen Simulation und Experiment sind in DALLINGER ET AL. (2012) nicht angeführt.

Die Autoren in JIANG ET AL. (2003) und CHUA & TAN (2006) entwickeln ein individuelles Verfahren zur Simulation von Ordnungsschikanen in VWF. Hierbei wird anstelle einer Teilekette ein einzelnes dreidimensionales Fördergut mit einfacher Geometrie betrachtet, komplexe Fördergüter können nicht simuliert werden (CHUA & TAN 2006). Die Bewegungsmöglichkeiten des quaderförmigen Förderguts werden eingeschränkt, indem rotatorische Freiheitsgrade nicht abgebildet werden. Dem Simulationsmodell liegt eine physikalische Beschreibung für die Fördergutbewegung und die Interaktion zwischen Fördergut und Schikane in definierten Zuständen

nach *Abbildung 5* zugrunde. Nach JIANG ET AL. (2003) wird dabei nur Gleitreibung berücksichtigt und der Stoß zwischen Fördergut und Wendel der Schikane als vollkommen plastisch angenommen.

Die nachfolgend angeführten wissenschaftlichen Arbeiten nutzen die Grundlagen der Impuls-basierten dynamischen Starrkörpersimulation für die Abbildung des Förder- und Orientierungsprozesses in Schikanen für VWF. Dieses Verfahren wird der Physiksimulation zugeordnet, welche im anschließenden *Kapitel 2.4* ausführlich beschrieben ist. ROCKLAND & STETTER (1994) nutzen die Geometrie aus einem CAD-System für die dreidimensionale Darstellung der Fördergutgeometrie in ihrer Simulationsumgebung. Für die wiederholten Kollisionen zwischen Fördergut und Schikane wird ein Modell für nicht-glatte, reibungsbehaftete Stöße verwendet. Durch die Modellierung der Schikanengeometrie als sogenannte „Kinematiken“ kann eine schnelle manuelle Variation und anschließende simulative Überprüfung der Funktionalität von einfachen Ordnungselementen erfolgen.

In den Arbeiten von BERKOWITZ & CANNY (1996) und BERKOWITZ & CANNY (1997) wird das physikbasierte Simulationsverfahren genutzt, um die prozentuale Verteilung der Orientierungen eines dreidimensionalen Förderguts nach dem Durchlaufen einer Schikane zu berechnen. Mit dem erarbeiteten Simulationsverfahren kann vom Bediener ein multidimensionaler Parameterraum für die Geometrie einer spezifischen Schikane definiert werden. Ein einfacher Algorithmus erstellt anschließend für alle möglichen Parameterkombinationen Simulationsmodelle, um die fünf Größen Position, Orientierung, lineare und rotatorische Geschwindigkeit sowie Effizienz eines Förderguts zu bestimmen. Diese Brute-Force-Methode bringt einen enormen Rechenaufwand mit sich, insbesondere wenn mehrere Größen für die Evaluierung des Fördergutzustandes berechnet werden müssen. Für eine gesamte Ordnungsstrecke wird das Simulationsverfahren für jedes Ordnungselement isoliert angewendet und die Ergebnisse in einem sogenannten Markov-Modell zusammengefasst. Hierunter wird ein stochastisches Modell verstanden, dass die prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen vor und nach einer Schikane enthält. Durch das Markov-Modell kann für eine initiale Fördergutorientierung die Wahrscheinlichkeit der Orientierung nach dem Durchlaufen von mehreren Schikanen analytisch berechnet werden. Für die Simulation werden ausschließlich Fördergüter mit großen und mittleren Abmaßen von mehreren Zentimetern betrachtet (vgl. *Kapitel 2.4.4 Grenzen der Physiksimulation*). Durch einen Vergleich von Simulationsergebnissen mit experimentellen Daten stellen die Autoren das große Potenzial dieses Verfahrens für die Simulation des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses deutlich heraus.

In KAWACHI ET AL. (1998) wird basierend auf der Vorarbeit von KAWACHI ET AL. (1997) ebenfalls das physikbasierte Simulationsverfahren für eine Teilekette von dreidimensionalen Fördergütern in einer Ordnungsschikane angewandt. Der Schwerpunkt der Publikation liegt auf der mathematischen Beschreibung des verwendeten Kollisionsmodells.

Auf Grundlage der Arbeiten von WEIR & CIPRA (2005) und LUIDENS & CIPRA (2007) entwickeln RIMAI & CIPRA (2011) ein physikbasiertes Simulationsmodell für das Vereinzeln und Ordnen von metallischen Mikropins in einem VWF. Die Abmaße des betrachteten Fördergutes liegen im Bereich von wenigen Zehntel-Millimetern. Bei derartigen Werkstückgrößen wird der Förderprozess zusätzlich von physikalischen Effekten wie van der Waals, elektrostatischen und magnetischen Kräften beeinflusst (GRAVENKÖTTER 2009), welche im Modell von RIMAI & CIPRA (2011) berücksichtigt werden. Eine stabile Erkennung von Kollisionen zwischen den Simulationsobjekten wird mit Hilfe eines individuellen numerischen Verfahrens für dieses spezifische Simulationsmodell umgesetzt. Dies wirkt sich deutlich auf die Rechenzeit des Modells aus. Insgesamt können die Autoren in verschiedenen Szenarien ihr Simulationsmodell validieren.

Die verfügbaren Arbeiten zur physikbasierten Simulation des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses lassen das große Potenzial dieses Simulationsverfahrens erkennen, um die Defizite der konventionellen Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF erheblich zu reduzieren. Dieses Verfahren ist Grundlage der vorliegenden Arbeit und soll im folgenden Abschnitt näher vorgestellt werden.

## **2.4 Physiksimulation**

### **2.4.1 Methodische und physikalische Grundlagen**

Die Physiksimulation wurde in den vergangenen Jahren vor allem in der Computerspieleindustrie eingesetzt, um physikalische Effekte möglichst realistisch abzubilden (BARAFF 2001; EBERLY & SHOEMAKE 2004; MILLINGTON 2010). Grundsätzlich können mit einer Physiksimulation Starrkörper und deformierbare Objekte wie Seile und elastische Spielbälle sowie Stoffe wie beispielsweise für Bekleidung abgebildet werden (EBERLY & SHOEMAKE 2004). Der Fokus dieser Arbeit bezieht sich auf das ingenieurwissenschaftliche Gebiet der Vibrationsfördertechnik. Im Folgenden wird ausschließlich die physikbasierte Starrkörpersimulation betrachtet.

Die Physiksimulation basiert auf einer sogenannten Physik-Engine. Dies ist nach SPITZWEG (2009) eine Softwarebibliothek, die eine Simulation des dreidimensionalen Bewegungsverhaltens von Objekten auf Basis physikalischer Eigenschaften wie Masse und Massenträgheitsmoment ermöglicht. BARAFF (2001) und EBERLY & SHOEMAKE (2004) unterscheiden zwischen der freien Bewegung der Objekte und der eingeschränkten Bewegung aufgrund von Interaktionen der Objekte. Bei der freien Bewegung wird ein Starrkörper aufgrund von Potenzialen wie der Gravitation und weiteren Kräften, welche am Körper wirken können, wie aerodynamische Kräfte, bewegt (BARAFF 2001). Die Beschreibung der Körperbewegung wird bei der Physiksimulation im Allgemeinen durch die Gesetze der Newton'schen Mechanik formuliert (MILLINGTON 2010). Daraus ergibt sich ein System an Bewegungsdifferentialgleichungen, wobei das Bewegungsverhalten der Objekte in der Physik-Engine mit Hilfe etablierter numerischer Lösungsverfahren zeitdiskret berechnet wird (EBERLY & SHOEMAKE 2004; MILLINGTON 2010). Für die Physiksimulation von technischen Systemen existieren neben dynamischen, frei beweglichen Objekten auch statische, visuelle und kinematische Objekte (LACOUR 2012). Statische Objekte sind in Ruhe und ändern ihre Lage und Geschwindigkeit über die Zeit nicht (BENDER 2007). Visuelle Objekte besitzen ausschließlich eine geometrische Repräsentation in der Simulationsumgebung und haben keine physikalische Wechselwirkung. Kinematische Objekte besitzen vordefinierte, starre Trajektorien.

Treten die Starrkörper aufgrund von Kollisionen in Wechselwirkung miteinander, liegt die eingeschränkte Bewegung vor (EBERLY & SHOEMAKE 2004; BARAFF 2001). Die Behandlung von Kollisionen wird in die Kollisionserkennung und die Kollisionsantwort eingeteilt (ERICSON 2005). Bei der Erkennung einer Kollision zwischen zwei oder mehreren Objekten wird das numerische Lösungsverfahren zur Berechnung der freien Starrkörperbewegung unterbrochen und der veränderte physikalische Zustand basierend auf den Informationen der Kollision als neue Randbedingung für das Differenzialgleichungssystem gesetzt (EBERLY & SHOEMAKE 2004). Anschließend wird das Bewegungsverhalten durch das numerische Lösungsverfahren weiter berechnet (BARAFF 2001).

Bei der Physiksimulation von eingeschränkten Objektbewegungen aufgrund von Interaktionen kann zwischen zwei Ansätzen unterschieden werden, der Starrkörpersimulation mit Zwangsbedingungen und der Impuls-basierten Starrkörpersimulation (SPITZWEG 2009). Um beim ersten Ansatz die Zwangskräfte an den Kontaktpunkten zweier Objekte zu berechnen, kommen im Allgemeinen das Penalty-Verfahren oder analytische Methoden zum Einsatz (MIRTICH 1996B). Bei dem Penalty-Verfahren beispielsweise werden bei Kontakt zwischen zwei Objekten die Zwangskräfte durch



ein Feder-Modell berechnet, wobei der Betrag der Federkraft in Abhängigkeit von der Durchdringungstiefe bestimmt wird (BENDER 2007). Die Kollisionsantwort ist eine Rückstellkraft aufgrund der deformierten Federn.

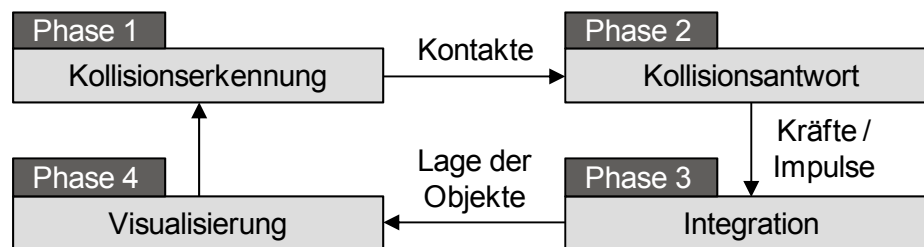
Innerhalb der Impuls-basierten Starrkörpersimulation wird nach der Kollisionserkennung die Durchdringung von zwei oder mehreren Objekten durch die Berechnung eines Rückstoßes bzw. Gegenimpulses aufgelöst (BARAFF 2001; EBERLY & SHOEMAKE 2004; SPITZWEG 2009). EBERLY & SHOEMAKE (2004) geben in diesem Zusammenhang umfassende mathematische Beziehungen an, um die Impulse auf Basis der physikalischen Objekteigenschaften sowie der Kontaktinformationen wie Kontaktnormale und Lage der Kontaktpunkte zu berechnen. Die Einschränkungen der Objektbewegung werden damit dynamisch bestimmt (EBERLY & SHOEMAKE 2004), zwischen den Kollisionen bewegen sich die Objekte auf entsprechenden Trajektorien unter dem Einfluss der Gravitation (MIRTICH 1996B).

Im Rahmen der Impuls-basierten Starrkörpersimulation werden reibungsbehaftete, nicht-glatte Stöße von dreidimensionalen Starrkörpern abgebildet. Hierbei kommen im Allgemeinen drei Ansätze für die Abbildung des Stoßes zum Einsatz: Newtons Stoßgesetz, die Hypothese nach Poisson oder Stronges Hypothese (MIRTICH 1996B; BENDER 2007). Für die Simulation von Reibung wird meist das Reibungsgesetz nach Coulomb verwendet (BENDER 2007), wobei die beiden Effekte Haft- und Gleitreibung implementiert sein können (MIRTICH 1996B). Allerdings ist dies bei Physik-Engines eher selten, vielmehr werden Haft- und Gleitreibungskoeffizient in einem generischen Reibungswert vereint (MILLINGTON 2010). Im Rahmen der Modellbildung bei einer Physiksimulation werden jedem Starrkörper ein spezifischer Wert für den Reibungs- und den Stoßkoeffizienten zugewiesen. Treten zwei unterschiedliche Simulationsobjekte in Kontakt, können demnach verschiedene Reibungs- und Stoßkoeffizienten vorliegen. In realen physikalischen Vorgängen ergeben sich die wirksamen Koeffizienten maßgeblich durch die Materialpaarung. In der Physiksimulation existieren nach BENDER (2007) unterschiedliche Bestimmungsvorschriften, um einen wirksamen Koeffizienten für die Kollisionsbehandlung zu bestimmen. Häufig wird der kleinere beziehungsweise größere Reibungs- und Stoßkoeffizient zweier Objekte gewählt oder die wirksamen Koeffizienten durch Summation oder Multiplikation der jeweiligen Koeffizienten zwischen zwei Objekten bestimmt (BENDER 2007).

In MIRTICH (1996B) sind zahlreiche Vorteile des Impuls-basierten Verfahrens angeführt, wobei die Einfachheit und die Robustheit gegenüber der Starrkörpersimulation mit Zwangsbedingungen als besonders bedeutend zu sehen sind, da keine kom-

plexen Differenzialgleichungssysteme gelöst, sondern einfach zu berechnende Impulse bestimmt werden müssen (SPITZWEG 2009). Nach MIRTICH & CANNY (1995) und MIRTICH (1996B) ist das Impuls-basierte Verfahren deutlich besser für die Abbildung physikalischer Systeme mit zahlreichen und wiederholten Kollisionen geeignet. Es existieren auch Ansätze zur hybriden Starrkörpersimulation. Hierbei werden das Impuls-basierte Verfahren und die Starrkörpersimulation mit Zwangsbedingungen miteinander kombiniert (SAUER & SCHÖMER 1998).

Die *Abbildung 8* fasst die Ausführungen zusammen und zeigt die vier Phasen der Physiksimulation von der Kollisionserkennung und -antwort über die numerische Integration zur Berechnung des Objektzustandes bis hin zur Visualisierung des Objektverhaltens.



*Abbildung 8: Vier Phasen einer Physiksimulation in Anlehnung an LACOUR (2012)*

### 2.4.2 Objektgeometrie

In einer Physiksimulation wird die Objektgeometrie durch eine dreidimensionale Beschreibungsform dargestellt. Damit besitzt ein Körper sechs Freiheitsgrade (EBERLY & SHOEMAKE 2004), wobei die Rotation durch Eulerwinkel, Drehachse-Drehwinkel, Rotationsmatrizen oder Quaternionen dargestellt werden kann (MILLINGTON 2010). Grundsätzlich wird zwischen polygonalen und nicht-polygonalen 3D-Modellen unterschieden (LIN & GOTTSCHALK 1998). Die Geometrie polygonaler Modelle wird durch eine geordnete Menge an Polygonen beschrieben, wobei hierfür im Allgemeinen Dreiecke verwendet werden (ERICSON 2005). Dadurch ergibt sich eine explizite Beschreibungsform der Objekte als polygonales Netz, repräsentiert durch Eckpunkte, Kanten und Flächen (*Abbildung 9*).

Für nicht-polygonale Modelle kann die Objektgeometrie durch eine implizite Beschreibungsform angegeben werden (ERICSON 2005). Beispiele hierfür sind Kugeln, Zylinder und Ellipsoide. Nach ERICSON (2005) erlaubt die implizite Beschreibung eine rechenzeiteffiziente Prüfung, ob sich zwei Objekte durchdringen. Im Rahmen der physikbasierten Modellbildung und Simulation technischer Systeme werden

Objekte im CAD zunächst nicht-polygonal modelliert und anschließend für die Physiksimulation in polygonaler Beschreibungsform mit Dreiecken in wählbarer Diskretisierung approximiert (LACOUR 2012).

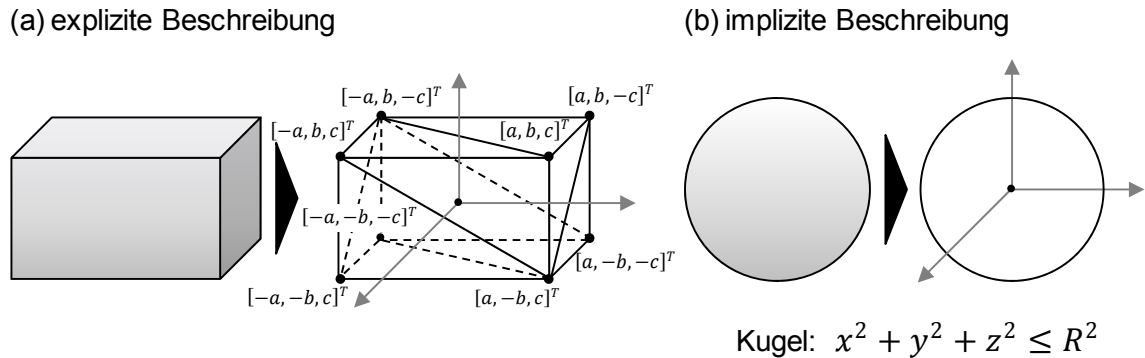


Abbildung 9: Beispiele für die explizite und die implizite Geometrirepräsentation (Bild rechts nach ERICSON (2005))

### 2.4.3 Kollision von Objekten

In der Physiksimulation wird ein Kollisionsvorgang in die beiden Phasen Kollisionserkennung und Kollisionsantwort eingeteilt (ERICSON 2005). Die Kollisionserkennung ist ein Prozess, um zu bestimmen, ob zwei oder mehrere Objekte sich zu einem gegebenen Zeitpunkt oder in naher Zukunft durchdringen (EBERLY & SHOEMAKE 2004). Dabei wird ermittelt, zu welchem Zeitpunkt und an welchen Punkten die Objekte in Kontakt treten. Durch die Kollisionsantwort wird auf Basis des physikalischen Zustandes der Objekte berechnet, wie diese sich in den folgenden Zeitschritten weiterbewegen (EBERLY & SHOEMAKE 2004). Hierbei wird nach BARAFF (2001) zwischen den beiden Kategorien des kollidierenden Kontakts und des ruhenden Kontakts unterschieden.

Aus Gründen der Rechenzeiteffizienz wird die Kollisionserkennung nach ERICSON (2005) in die *Broad*-Phase und die *Narrow*-Phase unterteilt. In der *Broad*-Phase werden Teilgruppen von Objekten identifiziert, die aufgrund ihres geometrischen und physikalischen Zustandes miteinander kollidieren *könnten*, alle anderen Objekte werden aus der temporären Kollisionsprüfung ausgeschlossen. Alle in einer Teilgruppe enthaltenen Objekte werden anschließend in der *Narrow*-Phase paarweise auf Kollision bzw. Durchdringung überprüft (Abbildung 10). (ERICSON 2005)

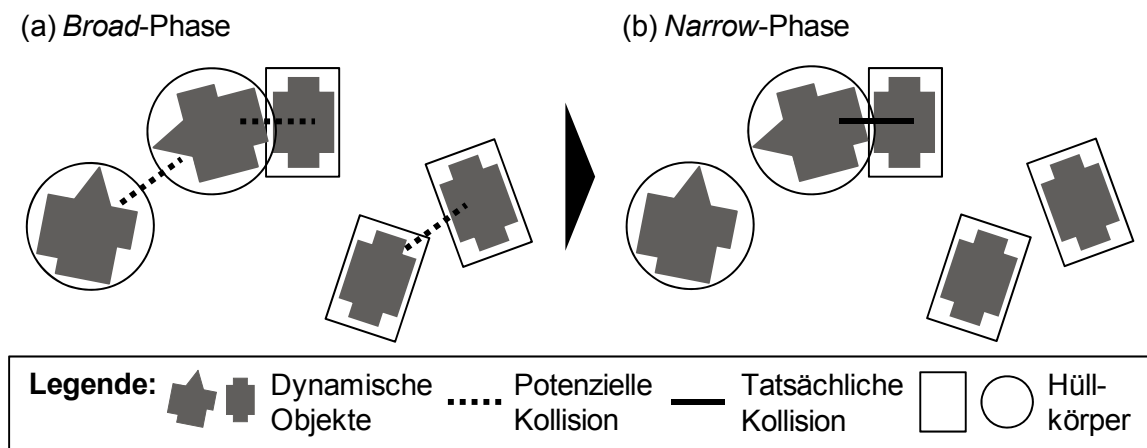


Abbildung 10: *Broad-Phase und Narrow-Phase nach MILLINGTON (2010)*

Die Verwendung der detaillierten Objektgeometrie für die Durchdringungsprüfung ist rechenzeitaufwändig, weshalb die Objektgeometrie durch sogenannte Hüllkörper vor allem in der *Broad-Phase* vereinfacht wird (ERICSON 2005). Dadurch ist in der Physik-Engine zusätzlich zur expliziten Beschreibung der Objekte durch Dreiecksnetze die Beschreibung für die Hüllkörper hinterlegt (MILLINGTON 2010). Die Hüllkörper werden in der Regel in der Modellbildung definiert. Eine häufige Anwendung finden die Kugel, die Axis-Aligned Bounding Box (AABB), die Oriented Bounding Box (OBB) und konvexe Polytope (ERICSON 2005). Die Kugel mit gegebenem Radius wird so festgelegt, dass das gesamte Objekt innerhalb des Hüllkörpers liegt (ERICSON 2005). Bei der AABB und der OBB wird das Objekt mit einem Quader umhüllt, wobei sich die Ausrichtung des Quaders jeweils an verschiedenen Koordinatensystemen orientiert (MILLINGTON 2010).

Für das detaillierte Detektieren von Durchdringungen existieren die beiden Verfahren der statischen und der dynamischen Kollisionserkennung. Beim ersten Verfahren wird die Kollisionserkennung in zeitdiskreten Punkten durchgeführt, die Objekte werden dabei in jedem Zeitpunkt quasi-statisch betrachtet. Bei der dynamischen Kollisionserkennung wird die vollständige kontinuierliche Objektbewegung über ein definiertes Zeitintervall berücksichtigt. Für gewöhnlich können mit diesem Verfahren der Kollisionszeitpunkt und die Kontaktpunkte sehr exakt bestimmt werden, wohingegen diese bei der statischen Kollisionserkennung approximiert werden. (ERICSON 2005)

Die Approximation des Kollisionszeitpunktes und der Kontaktpunkte wird in der Physik-Engine durch numerische Verfahren gelöst und mit Hilfe des sogenannten Kollisionsrandes erleichtert (BARAFF 2001). Der Kollisionsrand ist ein Toleranzbe-

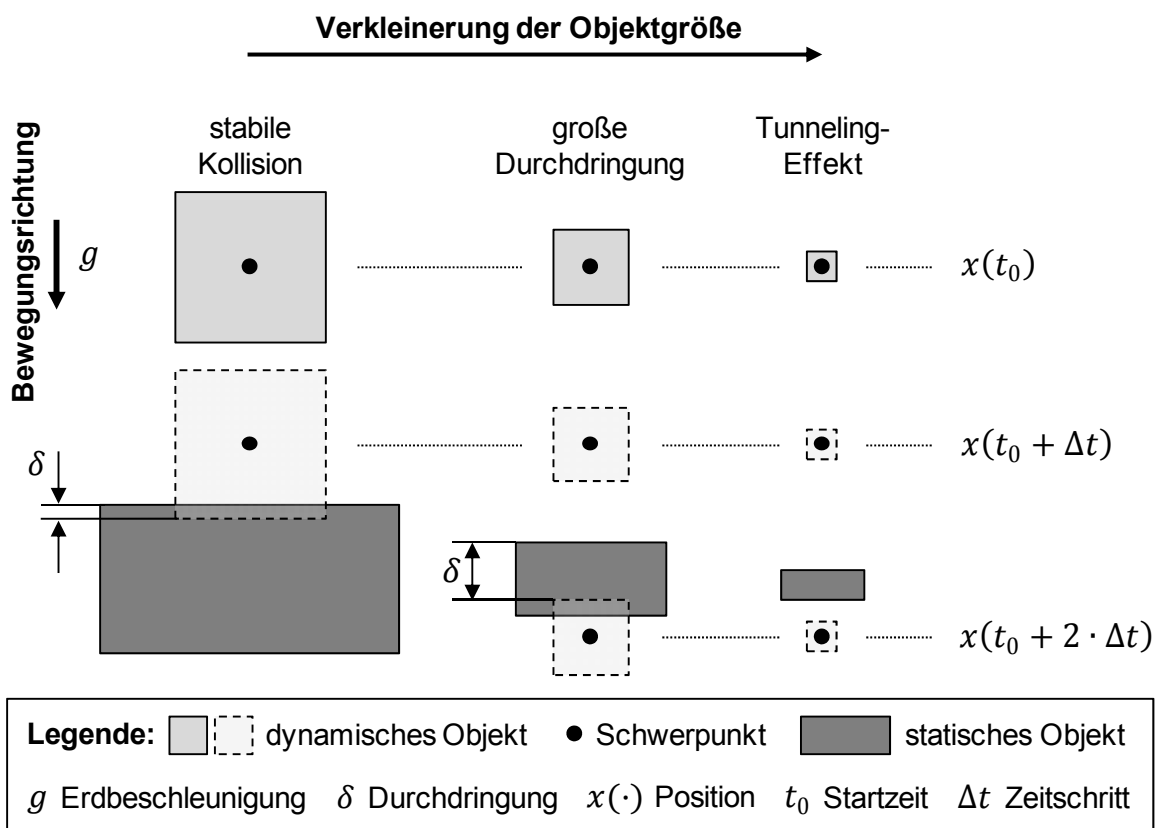
reich. Zwei Objekte sind demnach dann miteinander in Kontakt, wenn diese einen gewissen Abstand zur eigentlichen Objektgeometrie haben (BENDER 2007). Existieren mehrere Kollisionspunkte zwischen zwei oder mehreren Objekten, wird im Rahmen der Kollisionsantwort sequentiell nach einem definierten Algorithmus der Gegenimpuls berechnet (BENDER 2007; MILLINGTON 2010).

#### **2.4.4 Potenziale und Grenzen**

Neben der realistisch wirkenden, echtzeitnahen Abbildung physikalischer Effekte in Computerspielen bietet die Physiksimulation ein enormes Potenzial für den Einsatz in zahlreichen technischen Disziplinen und komplexen ingenieurwissenschaftlichen Fragestellungen. Der bisher erfolgreiche Einsatz der Physiksimulation wird neben den in *Kapitel 2.3.3.4* präsentierten Beispielen an weiteren, ausgewählten Forschungsarbeiten und Ergebnissen kurz dargelegt. STETTER (1994) entwickelte ein Simulationswerkzeug, um physikalische Effekte bei der digitalen Abbildung von Industrierobotern zu berücksichtigen. SPITZWEG (2009) und ZÄH ET AL. (2008) bilden mit Hilfe der Physiksimulation den Materialfluss in einer Produktionsanlage ab. In der Arbeit von LACOUR (2012) wird durch neue Ansätze die physikbasierte Modellbildung und Simulation zahlreicher Fördergüter in materialflussintensiven, komplexen Produktionsanlagen möglich. REINHART & STICH (2013) präsentieren neue Methoden für die physikbasierte Simulation des Verhaltens deformierbarer Objekte in Produktionsanlagen. Mit den verfügbaren Arbeiten können durch eine virtuelle Absicherung des Produktionsprozesses Zeit- und Kosteneinsparungen erzielt werden.

Dem großen Potenzial stehen allerdings auch Grenzen gegenüber. Oft liegen die Abmaße von Werkzeugen und anderen funktionalen Komponenten einer Produktionsanlage im Bereich von wenigen Zentimetern oder Millimetern. Häufig besitzen auch die zu verarbeitenden Werkstücke nur Abmaße von wenigen Zentimetern oder weisen Handhabungsmerkmale auf, die im Bereich weniger Zehntel-Millimeter liegen. Physik-Engines erwarten im Allgemeinen Objektmaße von mindestens hundert Millimeter (COUMANS 2011; ERIN 2011). Die Abbildung von kleinen Objekten führt zu deutlichen Instabilitäten (*Abbildung 11*). Dies reduziert die Aussagekraft der Simulationsergebnisse maßgeblich. In der Regel kann hierbei im Entwicklungsprozess keine zielführende Entscheidung mit Hilfe der Physiksimulation erzielt werden. Dies gilt insbesondere für die Simulation von VWF mit Ordnungsschikanen, denn diese Systeme werden in der Regel für Kleinteile eingesetzt. Dies sind nach HESSE & MALISA (2010) Fördergüter mit Abmaßen im Größenbereich von bis zu 180 mm Länge, 50 mm Durchmesser und 500 g Masse.

Die Ursache für die instabile physikbasierte Simulation von kleinen Objekten liegt in der Kollisionserkennung. Die *Abbildung 11* zeigt die auftretenden Effekte bei einer Verkleinerung der Objektgröße. Eine Physik-Engine berechnet das Objektverhalten in diskreten Zeitschritten. Unter Verwendung der statischen Kollisionserkennung kann bei kleinen Objekten die Kollision erst sehr spät erkannt werden. Beim Auflösen der großen Durchdringung werden physikalisch unrealistische Kollisionsantworten berechnet. Bei weiterer Reduzierung der Objektgröße wird das Problem verschärft, es tritt der sogenannte Tunneling-Effekt auf. Dieser Effekt tritt nach ERICSON (2005) auf, wenn die Distanz eines Objektes zwischen zwei zeitdiskreten Positionen größer ist, als die räumliche Ausdehnung des Kollisionsobjekts, das dazwischen liegt. Eine Kollision wird hierbei nicht erkannt.



*Abbildung 11: Grenzen der Physiksimulation bei der Abbildung von Kleinteilen aufgrund fehlerhafter Kollisionserkennung (nach HOFMANN & REINHART (2013A))*

Zusätzlich treten bei kleinen Objekten numerische Ungenauigkeiten bei der Darstellung der geometrischen und physikalischen Parameter in den Vordergrund, denn Computer stellen Zahlen mit endlicher Genauigkeit dar. Diese Restriktion wird ver-

schärft, wenn mathematische Operationen wie die Multiplikation von kleinen Zahlen durchgeführt werden. (VAN DEN BERGEN 2004; ERICSON 2005)

Um diese Instabilitäten zu reduzieren, bieten VAN DEN BERGEN (2004) und ERICSON (2005) prinzipielle Lösungsansätze. Einerseits kann der Simulationszeitschritt einfach kleiner gewählt werden, jedoch garantiert dies keine sichere Kollisionserkennung und numerische Ungenauigkeiten werden begünstigt (EBERLY & SHOEMAKE 2004; BENDER 2007). Weiterhin kann statt der statischen die in *Kapitel 2.4.3* beschriebene dynamische Kollisionserkennung angewendet werden. Allerdings ist das statische Verfahren deutlich rechenzeiteffizienter, da die Berechnung der resultierenden, komplexen geometrischen Formen einer kontinuierlichen Bewegung einen enormen Rechenaufwand erfordert (ERICSON 2005). Dies gilt besonders für technische Systeme mit anspruchsvollen Objektgeometrien und bei der Abbildung von Schüttgut. Numerische Ungenauigkeiten bleiben hierbei zudem unberücksichtigt. Deshalb wird in der Regel die statische Kollisionserkennung bei der Physiksimulation verwendet (MIRTICH 1996B; ERICSON 2005).

Ein weiterer Lösungsansatz ist die Verwendung eines Bisektionsverfahrens zur adaptiven Anpassung des Simulationszeitschrittes (STETTER 1994; BARAFF 2001; EBERLY & SHOEMAKE 2004; RIMAI & CIPRA 2011). Hierbei wird der Zeitschritt sequentiell solange halbiert, bis sich die Kollisionsobjekte mit einem gewissen, zulässigen Wert durchdringen (EBERLY & SHOEMAKE 2004). Nach BARAFF (2001) ist das Verfahren robust und einfach zu implementieren. Allerdings kann dies in Abhängigkeit vom Anwendungsfall zu einem großen Rechenaufwand führen, insbesondere wenn zahlreiche Objekte simuliert werden sollen (BARAFF 2001; EBERLY & SHOEMAKE 2004). Zudem können numerische Ungenauigkeiten dabei begünstigt werden. Insgesamt sind die bestehenden Lösungsansätze meist auf ein bestimmtes Simulationsmodell und eine bestimmte Physik-Engine abgestimmt.

## 2.5 Zusammenfassung

Für die Beherrschung des Zuführprozesses in VWF mit Ordnungsschikanen wurden in den vergangenen Jahren vielfältige wissenschaftliche Ansätze verfolgt. Diese konzentrieren sich vor allem auf die Interaktion zwischen Fördergut und Schikanen sowie auf Modelle zur Beschreibung der Strukturdynamik von VWF. Bei der Simulation der Wechselwirkungen zwischen Fördergut und Schikane bietet insbesondere die Physiksimulation enorme Potenziale, um eine digitale Auslegung von VWF mit Ordnungsschikanen zu ermöglichen. Allerdings stehen dem direkten Einsatz dieses Simulationsverfahrens insbesondere Grenzen bei der stabilen Abbildung von für

VWF typische Fördergutgrößen gegenüber. Bei den strukturdynamischen Modellen wurde der Einfluss der Fördergutlast auf das Betriebsschwingungsverhalten bisher vernachlässigt. Es fehlen umfassende experimentelle Analysen zu bestehenden Modellannahmen und zu VWF im befüllten Betriebszustand. Insgesamt sind die verfügbaren Ersatzmodelle auf eine spezifische Struktur ausgerichtet und dadurch in ihrer Übertragbarkeit sehr eingeschränkt.



## 3 Spezifikation der Forschungs- und Entwicklungsbedarfe

### 3.1 Bedarfsanalyse

Die übergeordnete Zielsetzung der vorliegenden Arbeit fokussiert eine simulationsgestützte Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF. Dafür ist es von grundlegender Bedeutung, die in *Kapitel 2* aufgezeigten Grenzen der Physiksimulation um die stabile Abbildung von Kleinteilen zu erweitern. Darüber hinaus müssen die Potenziale der digitalen Auslegung durch die Erarbeitung eines automatisierten Optimierungsverfahrens für Ordnungsschikanen genutzt werden, um dem Trial-und-Error-basierten Vorgehen entgegenzuwirken. Für eine simulationsgestützte Auslegung von Schikanen wird weiterhin ein Modell zur Abbildung der Betriebsschwingungen eines VWF benötigt. Hierbei muss insbesondere der Einfluss der Fördergutlast berücksichtigt werden und die Übertragbarkeit auf unterschiedliche strukturelle Aufbauten von VWF gewährleistet sein. Die genannten Bedarfe werden im Folgenden spezifiziert.

#### **Stabile Abbildung von Kleinteilen**

Typische Abmaße von Fördergütern und deren Ordnungsmerkmale liegen im Bereich weniger (Zehntel-)Millimeter und führen zu Instabilitäten bei der Kollisionserkennung in der Physiksimulation (*Kapitel 2.4.4*). Zusätzlich verursachen die vergleichsweise kleinen Zahlenwerte der geometrischen und physikalischen Parameter der Simulationsobjekte signifikante numerische Ungenauigkeiten. Die Schaffung des Potenzials für einen durchgängigen Einsatz einer simulationsgestützten Auslegungsmethodik auf Basis der physikbasierten Simulation bedingt eine stabile Abbildung von Kleinteilen bei gleichzeitiger Reduzierung numerischer Ungenauigkeiten. Der Ansatz muss dabei unabhängig von der gewählten Physik-Engine und dem Simulationsmodell allgemeingültig anwendbar sein.

#### **Automatisierte Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen**

Eine stabile Abbildung von Kleinteilen bildet die Grundlage für die Physiksimulation des Förderprozesses in VWF. Dadurch ist ein früherer Beginn der Auslegung möglich und es kann eine erweiterte Variation der Wirkflächen von Schikanen stattfinden, als bei der konventionellen Anpassung durch spanende Verfahren (*Kapitel 2.3.2*). Allerdings wird dadurch das Trial-und-Error-basierte Vorgehen bei der Auslegung von Schikanen zum Großteil in die digitale Welt verlagert. Dies kann in

manchen Fällen eine intensive Bindung des Bedieners an den Rechner bedingen und ein gezieltes Suchen nach optimalen Betriebspunkten kann nach wie vor aufwändig sein. Deshalb wird eine automatisierte Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen für VWF notwendig. Für eine gegebene Topologie einer Schikane soll deren Gestalt durch die automatische Variation der geometrischen Parameter, welche die Form und Lage der Wirkflächen beschreiben, optimiert werden. Hierbei müssen Zielfunktionen, Designparameter und Nebenbedingungen definiert, eine allgemeine mathematische Formulierung erarbeitet und ein Optimierungsverfahren identifiziert und implementiert werden.

#### **Abbildung von Betriebsschwingungen**

Der Förder- und Orientierungsprozess in VWF mit Ordnungsschikanen wird maßgeblich durch die Form der Betriebsschwingungen beeinflusst. Eine unzureichende Abbildung von Betriebsschwingungen im Rahmen einer simulationsgestützten Auslegung kann dazu führen, dass die Qualität der Simulationsergebnisse deutlich reduziert wird und dadurch der Transfer der Erkenntnisse in die industrielle Praxis eingeschränkt ist. Für eine durchgängige simulationsgestützte Auslegung wird ein entsprechendes mechanisches Ersatzmodell benötigt, mit dem sich für die Auslegung relevante Effekte bei der Abbildung von Betriebsschwingungen berücksichtigen lassen. Die verfügbaren mechanischen Ersatzmodelle basieren überwiegend auf theoretischen Betrachtungen eines spezifischen strukturellen Aufbaus von VWF und sind deshalb hinsichtlich der Übertragbarkeit sehr eingeschränkt (*Kapitel 2.2.3*). Zudem sind die Einflüsse der Fördergutlast bisher weder experimentell umfassend untersucht, noch in den Modellen hinreichend berücksichtigt. Daher sind zunächst mit geeigneten Messverfahren experimentelle Untersuchungen mehrerer VWF mit unterschiedlichen strukturellen Aufbauten durchzuführen. Hierbei muss insbesondere der Einfluss der Fördergutlast analysiert und anschließend mit einem mechanischen Ersatzmodell abgebildet werden, um eine Berechnung von Betriebsschwingungen bei der simulationsgestützten Auslegung von VWF mit Schikanen zu ermöglichen.

#### **Integration in eine simulationsgestützte Auslegungsmethodik**

Für die wissenschaftlichen Ergebnisse muss ein Leitfaden für den zielgerichteten Transfer und den effizienten Einsatz in der Praxis bei der Auslegung von Ordnungsschikanen für VWF vorhanden sein. Es wird deshalb eine simulationsgestützte Auslegungsmethodik benötigt, in welcher die neuen Erkenntnisse systematisch und anwendungsorientiert integriert sind.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die spezifizierten Bedarfe durch wissenschaftliche Lösungsansätze gedeckt. Hierbei gehen technische und methodische Anforderungen einher, die bei der Erarbeitung der Lösungen berücksichtigt werden müssen. Die technischen Anforderungen in *Kapitel 3.2* beschreiben die geometrischen und physikalischen Eigenschaften, welche durch die Simulation abgebildet sein müssen und beinhalten weiterhin grundlegende Systemanforderungen. Die methodischen Anforderungen in *Kapitel 3.3* stellen die Voraussetzungen für die Anwendung einer simulationsgestützten Auslegungsmethodik für Ordnungsschikanen in VWF dar.

### **3.2 Technische Anforderungen**

#### **Geometrie**

Eine grundlegende Voraussetzung für die physikbasierte Modellbildung und Simulation von VWF mit Ordnungsschikanen ist nach RIMAI & CIPRA (2011) eine dreidimensionale Beschreibung der Objektgeometrien. Fördergut, VWF und Schikanen können sehr komplexe geometrische Merkmale aufweisen. Zudem können die Abmaße sehr klein sein und dabei im Bereich weniger (Zehntel-)Millimeter liegen. Für diese Eigenschaften muss die Geometrirepräsentation in guter Näherung den realen Geometrien entsprechen. Für eine durchgängige Anwendung der Physiksimation sollen die Objektgeometrien auf standardisierten Dateiformaten wie dem STEP (Standard for the Exchange of Product model state) basieren, welche mit Hilfe gängiger CAD-Systeme einfach erzeugt werden können.

#### **Physik**

Der Vibrationsförderprozess basiert auf dem physikalischen Effekt des Mikrowurfprinzips. Dadurch ergeben sich wiederholte, nicht-glatte, reibungsbehaftete Stöße, wobei mehrere Kontaktpartner beteiligt sein können. Aufgrund der unterschiedlichen Stärken und Schwächen verfügbarer Physik-Engines (BOEING & BRÄUNL 2007) ist eine geeignete Auswahl für eine hinreichend genaue Abbildung von Stößen zu treffen. Die in *Kapitel 2.4* aufgezeigten physikalischen Modelle für die Simulation von Stößen und Reibung sind für die Abbildung des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses gut geeignet. SELIG & DAI (2005) zeigen in Ihrer wissenschaftlichen Publikation, dass bei typischem Betriebsverhalten beim Mikrowurfprinzip das Auftreten von „stick-slip“ zwischen Fördergut und Fördertopf bzw. Schikane äußerst unwahrscheinlich ist. Zu Gunsten der Rechenzeiteffizienz wird im Rahmen dieser Arbeit keine aufwändige Unterscheidung zwischen Haft- und Gleitreibung vorgesehen. Die physikbasierte Modellbildung und Simulation umfasst hier

unter Berücksichtigung der Erkenntnisse von SELIG & DAI (2005) ausschließlich die Gleitreibung.

Eine signifikante Ursache für Betriebsstörungen ist das Verklemmen des Förderguts in Schikanen (ZIERSCH 1985). Für die Simulation solcher Effekte müssen sowohl impulsartige als auch dauerhafte Kontakte mit der gewählten Physik-Engine stabil abgebildet werden können. Die Frequenz der Betriebsschwingungen von VWF liegt bei 50 Hz bzw. 100 Hz, wenn ein Elektromagnet zur Schwingungserzeugung verwendet wird. Gelegentlich werden auch Piezoaktoren zur Anregung eingesetzt, wobei die Frequenzen bei mehreren hundert Hertz liegen können. Für die Berücksichtigung beider Antriebsarten sollen Frequenzen bis zu 1000 Hz abbildbar sein. Unter Berücksichtigung des Nyquist-Shannon-Abtasttheorems und einer hinreichend genauen Abtastung einer Sinusfunktion sollte eine Schwingungsperiode mit etwa zehn bis zwanzig zeitdiskreten Punkten abgetastet werden. Grundsätzlich sind periodische translatorische und rotatorische harmonische Schwingungen sowie Superpositionen in der Physiksimulation zu berücksichtigen.

#### **Rechenzeiteffizienz**

In der Computerspieleindustrie müssen die physikalischen Effekte visuell realistisch wirken. Dabei steht vor allem die Bereitstellung der Simulationsergebnisse zu jedem Zeitschritt in Echtzeit im Vordergrund. Nach VDI RICHTLINIE 3633 bedeutet so eine Echtzeitsimulation, dass *„die Simulationszeit der Realzeit entsprechend fortschreitet“*. Für den Einsatz der Physiksimulation bei der Auslegung von Ordnungsschikanen steht vor allem die physikalische Richtigkeit im Vordergrund, da auf Basis der Simulationsergebnisse Designentscheidungen zu treffen sind. Die Bewegung von Kleinteilen während des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses läuft äußerst schnell ab und ist für den Beobachter mit bloßem Auge nicht analysierbar. Deshalb wird keine Echtzeitfähigkeit gefordert. Allerdings ist eine kontinuierliche, gleichmäßig zeitverzögerte Darstellung der Simulationsergebnisse sinnvoll. Dadurch können in der virtuellen Welt durch den Bediener gezielt Eingriffe erfolgen, beispielsweise wenn ein Fördergut verklemmt.

Für die Konstruktion von VWF mit Schikanen verwenden Zuführtechnikhersteller etablierte CAD-Systeme. Die Mindestanforderungen solcher Systeme an die Rechner-Hardware und das Betriebssystem werden für die Physiksimulation adaptiert.

### 3.3 Methodische Anforderungen

#### Phasenspezifische Modellbildung und Simulation

Der konventionelle Auslegungsprozess von Ordnungsschikanen in VWF zeigt, dass zu Beginn die konstruktiven Rahmenbedingungen bestimmt und unterschiedliche Prinziplösungen für die Schikanen gesammelt und durch Erfahrungswissen verglichen werden (*Kapitel 2.3.2*). In dieser frühen Phase ist der Aufbau eines detaillierten Modells nicht zielführend, um grundsätzliche Aussagen über das Fördergutverhalten zu erzeugen. Vielmehr eignen sich hier abstrakte und einfache Modelle, um die gewünschten Aussagen zu erhalten. Die simulationsgestützte Auslegungsmethodik muss deshalb eine phasenspezifische Detaillierung bei der physikbasierten Modellbildung und Simulation von Ordnungslösungen für VWF ermöglichen.

#### Qualifikation des Bedieners

Um Ordnungsschikanen nach einer simulationsgestützten Auslegungsmethodik zu entwickeln, muss der Bediener grundlegende Kenntnisse über CAx-Systeme besitzen. Hierbei sind Grundkenntnisse zu den verschiedenen Dateiformaten von CAD-Modellen und zur physikbasierten Modellbildung nötig. Des Weiteren muss der Bediener ein fundiertes Grundverständnis über mechanische Gesetzmäßigkeiten und physikalische Wirkprinzipien haben, um die Simulationsergebnisse durch eine Plausibilitätsprüfung bewerten zu können. Die Genauigkeit der Physiksimulation kann z. B. durch die Parameterwahl für das numerische Lösungsverfahren variieren.

### 3.4 Zusammenfassung

Übergeordnetes Ziel dieser Dissertation ist die Schaffung einer simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF. Dies erfordert als wesentliche Grundlage ein von der Physik-Engine unabhängiges Verfahren zur stabilen Abbildung von Kleinteilen bei gleichzeitiger Verbesserung der numerischen Genauigkeit der Simulationsergebnisse. Der gewählte Lösungsansatz, die Umsetzung sowie die Validierung für einen typischen Anwendungsfall sind in *Kapitel 4* beschrieben. Die Reduzierung des Trial-und-Error-basierten Vorgehens wird durch die Erarbeitung eines Verfahrens zur automatisierten Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen erreicht und ist in *Kapitel 5* der Arbeit erläutert. Die Abbildung von Betriebs-schwingungen wird durch ein übertragbares mechanisches Ersatzmodell für befüllte VWF ermöglicht. Dafür werden in *Kapitel 6* zunächst umfassende experimentelle Analysen durchgeführt und auf Basis der Analyseergebnisse eine Modellbildung vorgenommen. Die in *Kapitel 5* und *6* erarbeiteten Ergebnisse werden in den jewei-

ligen Kapiteln in praxisrelevanten Anwendungsbeispielen validiert. Dadurch lassen sich die Vorteile bei der Auslegung von Ordnungsschikanen für VWF den neuen Erkenntnissen direkt zuordnen. Schließlich wird der Bedarf nach einem zielgerichteten Transfer und einer effizienten Anwendung der wissenschaftlichen Erkenntnisse durch die Erarbeitung einer simulationsgestützten Auslegungsmethodik in *Kapitel 7* erfüllt.

## 4 Skalierungsgleichungen zur physikbasierten Modellbildung und Simulation von kleinen Objekten

### 4.1 Überblick

Der Einsatz der Physiksimulation bei der Auslegung von Ordnungsschikanen für VWF ist besonders dann erfolgreich, wenn Fördergüter mit praxisrelevanten Abmaßen von wenigen Millimetern und Ordnungsmerkmalen von teilweise wenigen Zehntel-Millimetern stabil abgebildet werden können. Auf Basis grundlegender Sachverhalte der Ähnlichkeitstheorie werden mit Hilfe dimensionsloser Kennzahlen vier Skalierungsgleichungen hergeleitet, um eine physikbasierte Modellbildung und Simulation von Kleinteilen zu ermöglichen. Durch die Anwendung der Gleichungen werden besondere physikalische und numerische Effekte aufgezeigt und die Abbildung des Fördergutverhaltens im Rahmen eines typischen Anwendungsfalls für VWF validiert. Die Erkenntnisse des folgenden Kapitels basieren auf den Arbeiten des Autors in HOFMANN & REINHART (2013A).

### 4.2 Grundlagen der Ähnlichkeitstheorie

Bei der Ähnlichkeitstheorie werden dimensionslose Kennzahlen genutzt, um physikalische Vorgänge durch Modelle zu beschreiben. Hierbei werden die dimensionslosen Kennzahlen durch Potenzprodukte von physikalischen Größen unter der Verwendung von kohärenten Einheiten beschrieben (STICHLMAIR 1990). STICHLMAIR (1990) legt drei grundsätzliche Möglichkeiten zur Gewinnung von Kennzahlen für physikalische Sachverhalte dar: algebraische Gleichungen, Differenzialgleichungen und Relevanzlisten. Algebraische Gleichungen und Differenzialgleichungen mit ihren Anfangs- und Randbedingungen lassen sich durch mathematische Operationen so umformen, dass die Terme in den Gleichungen dimensionslos werden. Die dimensionslosen Kennzahlen lassen sich dabei direkt aus den Gleichungen entnehmen. Der Relevanzliste kommt nach STICHLMAIR (1990) aus Sicht der Ingenieurwissenschaften die größte Bedeutung zu und stellt eine Aggregation aller physikalischer Einflussgrößen dar, die für die Beschreibung der betrachteten Vorgänge relevant sind. Durch Anwendung der Relevanzliste ist eine erweiterte Systembetrachtung möglich und dadurch können unterschiedliche Sätze von dimensionslosen Kennzahlen abgeleitet werden.

Eine geeignete Darstellung aller relevanten Einflussgrößen ist die Dimensionsmatrix (PAWLOWSKI 1971), welche in *Abbildung 12* für den allgemeinen Fall gezeigt

ist. Die Größen  $a_i$  mit  $i = 1 \dots I$  und  $a_j$  mit  $j = 1 \dots J$  stellen alle relevanten Einflussgrößen dar, die einen bestimmten physikalischen Vorgang beschreiben. Hierbei wird zwischen den freien Größen  $a_i$  und den gebundenen Größen  $a_j$  unterschieden. Die freien Größen  $a_i$  besitzen die unabhängigen Einheiten  $e_i$  und definieren die  $I$  Freiheitsgrade des physikalischen Systems.  $a_j$  sind Größen mit abhängigen Einheiten.  $b_{ij}$  stellen die Exponenten der unabhängigen Einheiten dar und beschreiben die für  $a_j$  entsprechende Einheit. Nach STICHLMAIR (1990) ist die Wahl der freien Größen mit Einschränkungen verbunden. Die Einheiten von  $a_i$  müssen voneinander unabhängig sein. Daher können nicht mehrere Größen der gleichen Art gewählt werden. Weiterhin ist nicht jede beliebige Kombination von Größen unterschiedlicher Art möglich, da für manche Konstellationen die physikalischen Größen nicht unabhängig voneinander sein können (STICHLMAIR 1990).

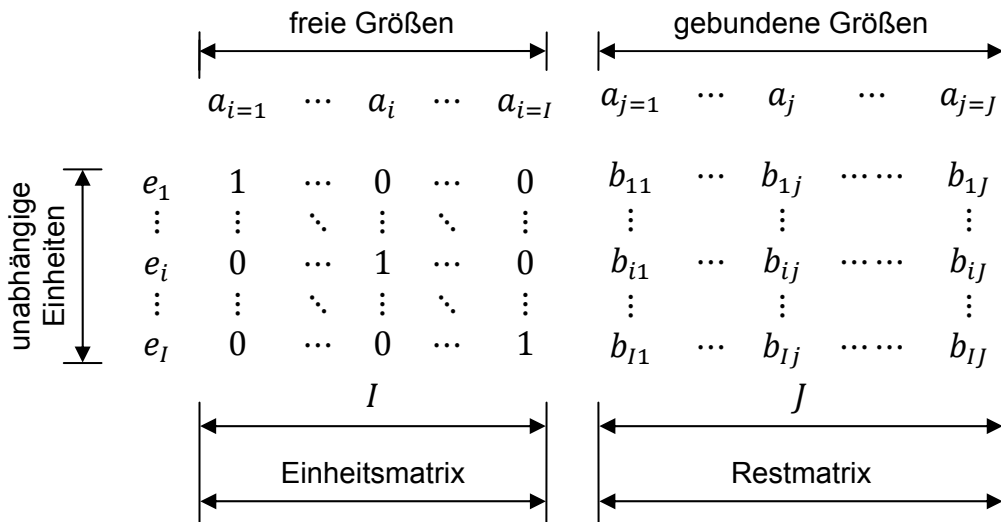


Abbildung 12: Dimensionsmatrix nach STICHLMAIR (1990)

Mit der Voraussetzung, dass die Dimensionsmatrix für die freien Größen einer Einheitsmatrix entspricht, kann nach PAWLOWSKI (1971) eine dimensionslose Kennzahl  $\pi_j$  mit Gleichung (4.1) hergeleitet werden.

$$\pi_j = \frac{a_j}{\prod_{i=1}^I a_i^{b_{ij}}} \text{ mit } j = 1 \dots J \quad (4.1)$$

Nach STICHLMAIR (1990) lässt sich die Ähnlichkeit zweier physikalischer Sachverhalte durch  $\pi_j = idem$  für alle  $j = 1 \dots J$  formal ausdrücken.



## 4.3 Skalierungsgleichungen

### 4.3.1 Analyse der physikbasierten Starrkörpersimulation

Die Grundlagen der Ähnlichkeitstheorie werden genutzt, um eine stabile physikbasierte Modellbildung und Simulation von Kleinteilen zu erreichen. Es werden allgemeingültige Skalierungsgleichungen hergeleitet, die unabhängig von der verwendeten Physik-Engine bei der Physiks simulation von technischen Systemen eingesetzt werden können, welche der Repräsentation als Starrkörpersysteme genügen. Durch die Betrachtung von starren Körpern werden physikalische Größen zur Beschreibung der Körperdeformation wie der Elastizitätsmodul und die Querkontraktionszahl nicht mit einbezogen. Es wird eine Relevanzliste erstellt, um geeignete freie Größen und folglich dimensionslose Kennzahlen so zu wählen, dass die Ursachen für die Instabilitäten bei der Physiks simulation eliminiert werden können. Dafür seien für die nachfolgend identifizierten physikalischen Größen vier Gruppen definiert: *Geometrische Größen*, *Zeitparameter*, *Kinetische Größen* und *Kinematische Größen*.

Die Gruppe *Geometrische Größen* beinhaltet alle geometrischen Parameter, welche die Abmaße aller Simulationsobjekte und der Simulationsumgebung quantitativ beschreiben. Die Parameter  $L_{kl}$  und  $L_{nl}$  sind als die Längen eines Starrkörpers  $k$  oder  $n$  in eine gewisse Koordinatenrichtung  $l$  definiert oder beschreiben die Distanz zwischen zwei Objekten  $k$  und  $n$ . Die Größe  $A_k$  quantifiziert die Fläche und  $V_k$  das Volumen eines Körpers  $k$ . Die Gruppe *Zeitparameter* besteht aus den beiden physikalischen Parametern Frequenz  $f$  und Zeit  $t$ . Die Gruppe *Kinetische Größen* beinhaltet die Masse  $m_k$  eines Starrkörpers  $k$  sowie dessen Massenträgheitsmomente  $\theta_k$ . Weiter bezeichnen  $\mu_{kn}$  und  $\epsilon_{kn}$  die Reibungs- und Stoßkoeffizienten zwischen zwei Kontaktpartnern  $k$  und  $n$ .  $F_{kl}$  repräsentiert die auf einen Körper  $k$  wirkende Kraft in Koordinatenrichtung  $l$  und  $M_{kl}$  beschreibt das Moment um eine Koordinatenachse  $l$ . Schließlich sind  $p_{kl}$  der lineare Impuls und  $D_{kl}$  der Drall. Die Erdbeschleunigung wird mit  $g$  bezeichnet. Die Gruppe *Kinematische Größen* setzt sich aus der linearen Verschiebung  $x_{kl}$  und deren erste und zweite zeitliche Ableitung  $\dot{x}_{kl}$  für die Geschwindigkeit sowie  $\ddot{x}_{kl}$  für die Beschleunigung eines Körpers  $k$  in Koordinatenrichtung  $l$  zusammen. Zudem enthält diese Gruppe die Rotation  $\varphi_{kl}$  und deren erste und zweite zeitliche Ableitung  $\dot{\varphi}_{kl}$  für die Winkelgeschwindigkeit sowie  $\ddot{\varphi}_{kl}$  für die Winkelbeschleunigung eines Körpers  $k$  um eine Koordinatenachse  $l$ .

Eine Analyse dieser identifizierten Größen zeigt, dass die Dimensionsmatrix aufgrund der auftretenden unabhängigen Einheiten Meter  $[m]$ , Kilogramm  $[kg]$  und

Sekunde [s] drei Freiheitsgrade aufweist. Es können also drei freie Größen gewählt werden. In *Kapitel 2.4.4* wurden die Grenzen der Physiksimulation aufgezeigt, wobei die *Abbildung 11* die resultierenden Instabilitäten bei der Abbildung von kleinen Simulationsobjekten veranschaulicht. Aus *Abbildung 11* geht hervor, dass durch eine Vergrößerung der Abmaße des Objekts der Raum zwischen zwei zeitdiskreten Positionen kleiner wird. Den gleichen Einfluss hat eine Reduzierung des Betrags der Erdbeschleunigung. Dadurch können Kollisionen besser erkannt werden. Als freie Größen werden deshalb der geometrische Parameter  $L_{kl}$  und die Erdbeschleunigung  $g$  festgelegt. Unter Berücksichtigung der Einschränkungen in *Kapitel 4.2* für die Wahl der freien Größen wird als dritte Größe die Masse  $m_k$  definiert. Damit ergibt sich folgende Dimensionsmatrix für die physikbasierte Starrkörpersimulation (*Tabelle 1*).

*Tabelle 1: Dimensionsmatrix für eine physikbasierte Starrkörpersimulation*

	Freie Größen			Geometrie			Zeit		Kinematische Größen					
	$L_{kl}$	$m_k$	$g$	$L_{nl}$	$A_k$	$V_k$	$f$	$t$	$x_{kl}$	$\dot{x}_{kl}$	$\ddot{x}_{kl}$	$\varphi_{kl}$	$\dot{\varphi}_{kl}$	$\ddot{\varphi}_{kl}$
[m]	1	0	1	1	2	3	0	0	1	1	1	0	0	0
[kg]	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
[s]	0	0	-2	0	0	0	-1	1	0	-1	-2	0	-1	-2

Kinetische Größen								
...	$m_n$	$\theta_k$	$\mu_{kn}$	$\epsilon_{kn}$	$F_{kl}$	$M_{kl}$	$p_{kl}$	$D_{kl}$
...	0	2	0	0	1	2	1	2
...	1	1	0	0	1	1	1	1
...	0	0	0	0	-2	-2	-1	-1

Durch die Festlegung von  $L_{kl}$ ,  $g$  und  $m_k$  als freie Größen liegt bei deren Matrix nicht die Einheitsmatrix vor. Um diese zu erhalten, wird die Äquivalenztransformation nach STICHLMAIR (1990) durchgeführt. Dazu wird die erste Spalte ( $L_{kl}$ ) mit  $(-1)$  multipliziert und zur Spalte drei ( $g$ ) aufaddiert. Die daraus resultierende Spalte drei wird anschließend mit  $(-0,5)$  multipliziert. Die *Tabelle 2* zeigt die normierte Dimensionsmatrix für eine physikbasierte Starrkörpersimulation.

Tabelle 2: Normierte Dimensionsmatrix für eine physikbasierte Starrkörpersimulation

	Freie Größen			Geometrie			Zeit		Kinematische Größen					
	$L_{kl}$	$m_k$	$\left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{\frac{1}{2}}$	$L_{nl}$	$A_k$	$V_k$	$f$	$t$	$x_{kl}$	$\dot{x}_{kl}$	$\ddot{x}_{kl}$	$\varphi_{kl}$	$\dot{\varphi}_{kl}$	$\ddot{\varphi}_{kl}$
[m]	1	0	0	1	2	3	0	0	1	1	1	0	0	0
[kg]	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
[s]	0	0	1	0	0	0	-1	1	0	-1	-2	0	-1	-2

Kinetische Größen								
...	$m_n$	$\theta_k$	$\mu_{kn}$	$\epsilon_{kn}$	$F_{kl}$	$M_{kl}$	$p_{kl}$	$D_{kl}$
...	0	2	0	0	1	2	1	2
...	1	1	0	0	1	1	1	1
...	0	0	0	0	-2	-2	-1	-1

### 4.3.2 Herleitung der Skalierungsgleichungen

Mit der Festlegung von  $L_{kl}$ ,  $g$  und  $m_k$  als freie Größen können diese unabhängig voneinander skaliert werden. Dazu werden die Skalierungsfaktoren  $a$ ,  $b$  und  $c$  definiert, Gleichung (4.2). Im Folgenden sind skalierte physikalische Größen mit einem Zirkumflex gekennzeichnet.

$$\hat{L}_{kl} = a \cdot L_{kl}, \hat{m}_k = b \cdot m_k, \hat{g} = c \cdot g \text{ mit } a, b, c > 0 \quad (4.2)$$

Unter Berücksichtigung der Gleichung (4.1) können für die vier definierten Gruppen folgende dimensionslose Kennzahlen  $\pi_j$  von der normierten Dimensionsmatrix abgeleitet werden, Gleichung (4.3) bis (4.6).

Dimensionslose Kennzahlen der Gruppe *Geometrische Größen*:

$$\pi_L = \frac{L_{nl}}{(L_{kl})^1 \cdot (m_k)^0 \cdot \left(\left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{-\frac{1}{2}}\right)^0} = \frac{L_{nl}}{L_{kl}}, \pi_A = \frac{A_k}{L_{kl}^2}, \pi_V = \frac{V_k}{L_{kl}^3} \quad (4.3)$$

Dimensionslose Kennzahlen der Gruppe *Zeitparameter*:

$$\pi_f = \frac{f}{\left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{\frac{1}{2}}} = f \cdot \sqrt{\frac{L_{kl}}{g}}, \pi_t = \frac{t}{\left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{-\frac{1}{2}}} = t \cdot \sqrt{\frac{g}{L_{kl}}} \quad (4.4)$$

Dimensionslose Kennzahlen der Gruppe *Kinetische Größen*:

$$\begin{aligned} \pi_m &= \frac{m_n}{m_k}, \pi_\mu = \mu_{kn}, \pi_\epsilon = \epsilon_{kn}, \pi_\theta = \frac{\theta_k}{L_{kl}^2 \cdot m_k} \\ \pi_F &= \frac{F_l}{L_{kl} \cdot m_k \cdot \frac{g}{L_{kl}}} = \frac{F_l}{m_k \cdot g}, \pi_M = \frac{M_l}{L_{kl}^2 \cdot m_k \cdot \frac{g}{L_{kl}}} = \frac{M_l}{L_{kl} \cdot m_k \cdot g} \\ \pi_p &= \frac{p_l}{L_{kl} \cdot m_k \cdot \left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{\frac{1}{2}}} = \frac{p_l}{m_k \cdot \sqrt{L_{kl} \cdot g}}, \pi_D = \frac{D_l}{L_{kl}^2 \cdot m_k \cdot \left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{\frac{1}{2}}} \\ &= \frac{D_l}{L_{kl}^{\frac{3}{2}} \cdot m_k \cdot \sqrt{g}} \end{aligned} \quad (4.5)$$

Dimensionslose Kennzahlen der Gruppe *Kinematische Größen*:

$$\begin{aligned} \pi_x &= \frac{x_{kl}}{L_{kl}}, \pi_{\dot{x}} = \frac{\dot{x}_{kl}}{L_{kl} \cdot \left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{\frac{1}{2}}} = \frac{\dot{x}_{kl}}{\sqrt{L_{kl} \cdot g}}, \pi_{\ddot{x}} = \frac{\ddot{x}_{kl}}{L_{kl} \cdot \frac{g}{L_{kl}}} = \frac{\ddot{x}_{kl}}{g} \\ \pi_\varphi &= \varphi_{kl}, \pi_{\dot{\varphi}} = \frac{\dot{\varphi}_{kl}}{\left(\frac{g}{L_{kl}}\right)^{\frac{1}{2}}} = \dot{\varphi}_{kl} \cdot \sqrt{\frac{L_{kl}}{g}}, \pi_{\ddot{\varphi}} = \frac{\ddot{\varphi}_{kl}}{\frac{g}{L_{kl}}} = \ddot{\varphi}_{kl} \cdot \frac{L_{kl}}{g} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Eine physikbasierte Starrkörpersimulation ist physikalisch richtig skaliert, wenn die Parameterwerte des originalen und des skalierten Modells die gleichen Werte für deren dimensionslose Kennzahlen ergeben. Zur Herleitung der Skalierungsfaktoren für die gebundenen Parameter müssen die originalen und die skalierten Größen durch die Kennzahlen gleichgesetzt werden. Dies sei exemplarisch für den *Zeitparameter* Frequenz  $f$  in *Gleichung (4.7)* gezeigt.

$$\pi_f = f \cdot \sqrt{\frac{L_{kl}}{g}} = \hat{f} \cdot \sqrt{\frac{\hat{L}_{kl}}{\hat{g}}} \quad (4.7)$$

Unter Berücksichtigung von *Gleichung (4.2)* können  $\hat{L}_{kl}$  und  $\hat{g}$  ersetzt werden.

$$\hat{f} = f \cdot \sqrt{\frac{L_{kl} \cdot \hat{g}}{\hat{L}_{kl} \cdot g}} = f \cdot \sqrt{\frac{L_{kl} \cdot c \cdot g}{a \cdot L_{kl} \cdot g}} = f \cdot \sqrt{\frac{c}{a}} \quad (4.8)$$

Aus *Gleichung (4.8)* kann der Skalierungsfaktor entnommen werden, der mit der Frequenz  $f$  des originalen Modells multipliziert werden muss, wenn eine physikbasierte Starrkörpersimulation über die freien Größen  $L_{kl}$ ,  $g$  und  $m_k$  physikalisch korrekt skaliert werden soll. Analog zu diesem Vorgehen können die Skalierungsfaktoren für die restlichen gebundenen Parameter hergeleitet werden. Durch eine Zusammenfassung der *Geometrischen Größen* und der *Zeitparameter* lassen sich insgesamt vier Skalierungsgleichungen definieren, *Gleichung (4.9) bis (4.12)*.

Die *Gleichung (4.9)* zeigt die Skalierungsgleichung für die drei freien Größen, wobei der Vektor  $\hat{\Phi}_i$  die skalierten Größen und der Vektor  $\Phi_j$  die Parameter des originalen Modells enthält. Die Diagonalmatrix  $S_{ij}$  enthält die voneinander unabhängigen Skalierungsfaktoren. Um bei der rechnergestützten Anwendung der Skalierungsgleichungen eine Multiplikation mit zahlreichen Nullen zu vermeiden, bezeichnet  $\delta_{ij}$  das Kronecker-Delta.

1. Skalierungsgleichung für *Freie Parameter*:

$$\begin{aligned} \hat{\Phi}_i &= [\hat{L}_{kl} \quad \hat{m}_k \quad \hat{g}]^T \\ \Phi_j &= [L_{kl} \quad m_k \quad g]^T \\ S_{ij} &= \text{diag}[a \quad b \quad c] \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\hat{\Phi}_i = \sum_j \delta_{ij} \cdot S_{ij} \cdot \Phi_j \text{ mit } i, j = 1 \dots 3$$

2. Skalierungsgleichung für *Geometrische Größen* und *Zeitparameter*:

$$\begin{aligned} \hat{\lambda}_i &= [\hat{L}_{nl} \quad \hat{A}_k \quad \hat{V}_k \quad \hat{f} \quad \hat{t}]^T \\ \lambda_j &= [L_{nl} \quad A_k \quad V_k \quad f \quad t]^T \\ N_{ij} &= \text{diag} \left[ a \quad a^2 \quad a^3 \quad \sqrt{\frac{c}{a}} \quad \sqrt{\frac{a}{c}} \right] \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$\hat{\lambda}_i = \sum_j \delta_{ij} \cdot N_{ij} \cdot \lambda_j \text{ mit } i, j = 1 \dots 5$$

3. Skalierungsgleichung für *Kinetische Größen*:

$$\begin{aligned}
 \hat{r}_i &= [\hat{m}_n \quad \hat{\mu}_{kn} \quad \hat{\epsilon}_{kn} \quad \hat{\theta}_k \quad \hat{F}_l \quad \hat{M}_l \quad \hat{p}_l \quad \hat{D}_l]^T \\
 r_j &= [m_n \quad \mu_{kn} \quad \epsilon_{kn} \quad \theta_k \quad F_l \quad M_l \quad p_l \quad D_l]^T \\
 H_{ij} &= \text{diag}[b \quad 1 \quad 1 \quad a^2b \quad bc \quad abc \quad b\sqrt{ac} \quad ab\sqrt{ac}] \\
 \hat{r}_i &= \sum_j \delta_{ij} \cdot H_{ij} \cdot r_j \text{ mit } i, j = 1 \dots 8
 \end{aligned} \tag{4.11}$$

4. Skalierungsgleichung für *Kinematische Größen*:

$$\begin{aligned}
 \hat{\xi}_i &= [\hat{x}_{kl} \quad \hat{\dot{x}}_{kl} \quad \hat{\ddot{x}}_{kl} \quad \hat{\varphi}_{kl} \quad \hat{\dot{\varphi}}_{kl} \quad \hat{\ddot{\varphi}}_{kl}]^T \\
 \xi_j &= [x_{kl} \quad \dot{x}_{kl} \quad \ddot{x}_{kl} \quad \varphi_{kl} \quad \dot{\varphi}_{kl} \quad \ddot{\varphi}_{kl}]^T \\
 T_{ij} &= \text{diag} \left[ a \quad \sqrt{ac} \quad c \quad 1 \quad \sqrt{\frac{c}{a}} \quad \frac{c}{a} \right] \\
 \hat{\xi}_i &= \sum_j \delta_{ij} \cdot T_{ij} \cdot \xi_j \text{ mit } i, j = 1 \dots 6
 \end{aligned} \tag{4.12}$$

Durch die Skalierung der freien und gebundenen Parameter der physikbasierten Simulation berechnet die Physik-Engine das dynamische Objektverhalten im skalierten Modellraum. Um das Verhalten des originalen Modells zu erhalten, muss die berechnete Bewegung der skalierten Objekte durch eine Rücktransformation vom skalierten in den originalen Modellraum bestimmt werden. Hierzu wird *Gleichung (4.12)* durch Bildung der Inversen von  $T_{ij}$  umgeformt, *Gleichung (4.13)*.

$$\xi_i = \sum_j \delta_{ij} \cdot T_{ij}^{-1} \cdot \hat{\xi}_j \text{ mit } i, j = 1 \dots 6 \tag{4.13}$$

Damit steht eine formale Berechnungsvorschrift für die Skalierung von kleinen Objekten für eine stabile physikbasierte Modellbildung und Simulation zur Verfügung.

#### 4.4 Besondere physikalische Effekte der Skalierung

Für eine stabile Abbildung von Kleinteilen mit einer Physiksimulation müssen im ersten Schritt die Werte für die drei unabhängigen Skalierungsfaktoren  $a$ ,  $b$  und  $c$  in *Gleichung (4.9)* festgelegt werden. Mit der Festlegung von Parameterwerten für  $a$ ,

$b$  und  $c$  wird mit Hilfe der *Gleichungen (4.10) und (4.11)* das gesamte physikalische Starrkörpersystem in den skalierten Modellraum überführt. Unter Berücksichtigung der Argumentation für die Festlegung von  $L_{kl}$  und  $g$  als freie Parameter müssen  $a \geq 1$  und  $c \leq 1$  gewählt werden, um eine stabile Abbildung von Kleinteilen zu erzielen. Dies führt nach *Gleichung (4.10)* zu einem Quotienten größer eins unter der Wurzel beim Skalierungsfaktor für die Zeit  $t$ . Die Skalierung von kleinen Modellen ergibt dadurch eine kontinuierliche Bewegung der Simulationsobjekte in *Pseudo-Echtzeit* (HOFMANN & REINHART 2013A). Im Gegensatz dazu führt eine Herabskalierung von Modellen mit besonders großen und trägen Objekten zu einer Physiksimulation in *Hyper-Echtzeit*.

## 4.5 Anwendung und Validierung

### 4.5.1 Auswahl einer geeigneten Physik-Engine

Die erarbeiteten Skalierungsgleichungen sind nicht auf die Simulation von VWF mit Ordnungsschikanen beschränkt. Vielmehr sind die Gleichungen grundsätzlich auf eine Vielzahl an technischen Problemstellungen anwendbar, die als Starrkörper betrachtet werden können und in denen Kleinteile auftreten. Die Anwendung hängt dabei nicht von der gewählten Physik-Engine ab. Im Rahmen dieser Arbeit finden die Gleichungen speziell für die Abbildung des Förder- und Orientierungsprozesses in VWF mit Ordnungsschikanen Einsatz. Vor diesem Hintergrund wird im Folgenden die Auswahl einer geeigneten Physik-Engine getroffen. Nach MIRTICH & CANNY (1995) und MIRTICH (1996B) ist das Impuls-basierte Verfahren deutlich besser für die Abbildung physikalischer Systeme mit zahlreichen und wiederholten Kollisionen geeignet, wobei die Kollisionen zwischen mehreren dreidimensionalen Objekten durch nicht-glatte, reibungsbehaftete Stöße abgebildet werden können. Demnach ist eine Physik-Engine zu wählen, der das Impuls-basierte oder ein hybrides Verfahren (vgl. *Kapitel 2.4.1*) zugrunde liegt.

Für eine weitere Spezifikation ist die Publikation von BOEING & BRÄUNL (2007) zielführend. Die beiden Autoren führen eine qualitative und quantitative Evaluierung von sieben gängigen Physik-Engines anhand von Kriterien wie der Genauigkeit der Simulationsergebnisse und der Rechenzeiteffizienz für unterschiedliche Simulationsszenarien durch. Hierbei schneidet die Bullet Physics Engine unter den Open Source Engines am besten ab und übertrifft zudem einige kommerzielle Physik-Engines deutlich (BOEING & BRÄUNL 2007). Aus den Untersuchungen von BOEING & BRÄUNL (2007) geht insbesondere hervor, dass die Bullet Physics Engine

vor allem für die Abbildung von reibungsbehafteten Stößen sehr gut geeignet ist. Die Eigenschaften der Bullet Physics Engine sind daher im Folgenden näher dargestellt.

Die Bullet Physics Engine ist eine Open Source Engine, der Quellcode ist frei verfügbar. Dies bietet vielfältige Möglichkeiten für die individuelle Implementierung neuer Lösungsansätze für die physikbasierte Simulation technischer Systeme. Nach BOEING & BRÄUNL (2007) basiert die Engine auf einem hybriden Verfahren, in dem das Impuls-basierte Verfahren und die Simulation mit Zwangsbedingungen kombiniert sind. Die Simulationsobjekte können durch polygonale Modelle dreidimensional beschrieben werden und es stehen zahlreiche Hüllkörper für die Kollisionserkennung zur Verfügung, wobei diese entweder statisch oder dynamisch erfolgen kann (SPITZWEG 2009). Bei der Kollisionsbehandlung zwischen zwei Objekten werden mehrere Kollisionenpunkte berücksichtigt und der Gegenimpuls sequentiell berechnet (COUMANS 2011).

In der Bullet Physics Engine ist das Reibungsgesetz nach Coulomb hinterlegt (NGUYEN 2011). Eine Unterscheidung zwischen den Zuständen Haft- und Gleitreibung wird hierbei nicht getroffen, es wird ein generischer Reibungskoeffizient verwendet (BOEING & BRÄUNL 2007). Dieser bildet sich aus der Multiplikation der jeweiligen Koeffizienten, die jedem Kollisionsobjekt innerhalb der Modellbildung zugeordnet werden müssen. Dadurch entfallen Abfragen für die Fallunterscheidung und der Berechnungsaufwand kann erheblich reduziert werden. Auf Basis der Ergebnisse von SELIG & DAI (2005) wird die folgende Annahme getroffen: Für die Physiksimulation des Vibrationsförderprozesses stellt die Verwendung des beschriebenen Reibungsmodells eine zulässige Vereinfachung dar, wenn der generische Reibungskoeffizient dem Gleitreibungswert zwischen zwei Kontaktpartnern entspricht und damit die Haftreibung vernachlässigt wird.

Die Berechnung von Kollisionen in der Bullet Physics Engine basiert auf dem Stoßgesetz nach Newton. Hierbei wird ebenfalls ein generischer Koeffizient für die wirksame Stoßzahl verwendet. Die Berechnung erfolgt analog zum dargestellten Verfahren für den Reibungskoeffizienten. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Bullet Physics Engine für die Abbildung des Förderprozesses in VWF mit Ordnungsschikanen gewählt. Der Modellbildung dieser Prozesse liegen die beschriebenen physikalischen Modelle der gewählten Engine zugrunde. Im Folgenden werden die Ergebnisse aussagekräftiger Validierungsszenarien vorgestellt, welche den großen Nutzen der Skalierungsgleichungen sowie die hinreichende Genauigkeit der Simulationsergebnisse für den Anwendungsfall der Vibrationsfördertechnik belegen.



### 4.5.2 Freier Fall

Die Skalierungsgleichungen wurden zunächst an einem einfachen physikalischen Modell überprüft, um die Simulationsergebnisse der Physik-Engine mit einer analytischen Lösung vergleichen zu können. Dazu wurde ein frei fallender Würfel betrachtet, welcher nach einem vollkommen plastischen Stoß auf einer Platte in Ruhe liegen bleibt. In *Abbildung 13 (a)* ist der prinzipielle Aufbau des physikbasierten Simulationsmodells dargestellt. Der Würfel hat im originalen Modellraum eine Länge von  $L = 20 \mu\text{m}$  und die Erdbeschleunigung beträgt  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ . Die Werte für die Skalierungsfaktoren sind  $a = 10$  und  $c = 0,1$ . Die Masse von  $m = 1 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$  bleibt durch  $b = 1$  unskaliert. Der Simulationszeitschritt wurde auf eine Millisekunde gesetzt. Die Physiksimulation wurde mit der Bullet Physics Engine der Version 2.78 durchgeführt.

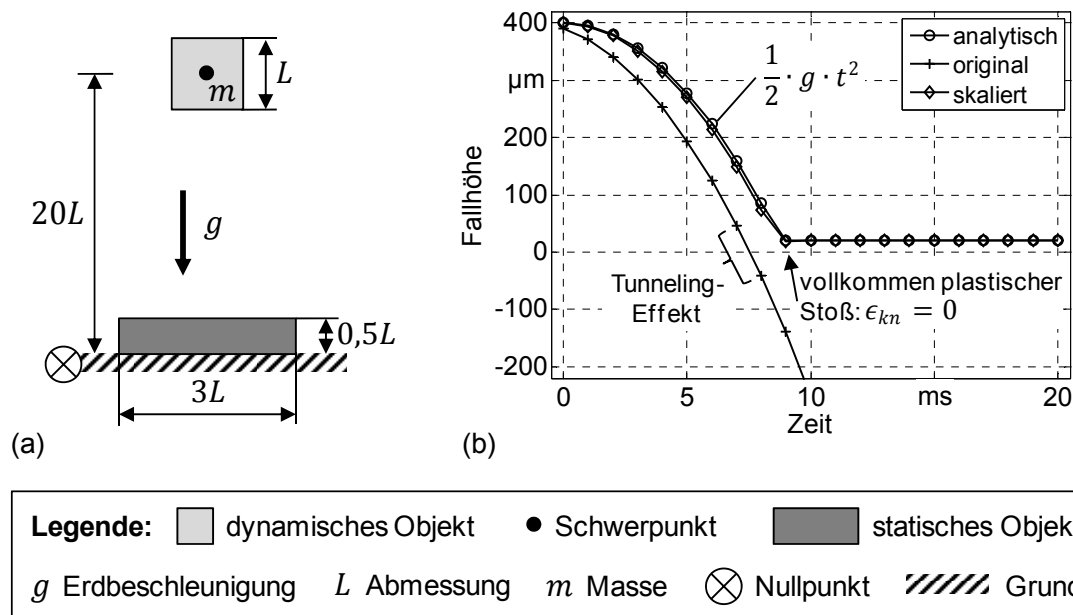


Abbildung 13: Würfel im freien Fall

Im Diagramm in *Abbildung 13 (b)* ist die vertikale Position des Schwerpunktes des Würfels für die analytische Lösung aufgetragen. Zudem sind die Berechnungsergebnisse für das originale und das skalierte Modell dargestellt. Beim kleinen, unskalierten Modell tritt der in *Kapitel 2.4.4* beschriebene Tunneling-Effekt auf, eine Kollision zwischen Würfel und Platte wird nicht erkannt. Außerdem ist eine deutliche Abweichung im Vergleich zur analytischen Lösung aufgrund des numerischen Berechnungsverfahrens durch die Physiksimulation erkennbar. Beim skalierten Modell wird die Kollision erkannt und für den vollkommen plastischen Stoß eine

physikalisch richtige Kollisionsantwort berechnet. Der Würfel kommt auf der Platte zum liegen, es herrscht eine stabile Abbildung von Kleinteilen. Es ist weiterhin zu erkennen, dass mit der Skalierung eine signifikante Reduzierung der Abweichungen zwischen analytischer Lösung und numerisch berechnetem Bewegungsverhalten erzielt werden kann.

### 4.5.3 Vibrationsförderprozess in einem Fördertopf

In den folgenden Simulationsszenarien wurde mit Hilfe der Skalierungsgleichungen der Förderprozess in VWF abgebildet. Für die Durchführung der Simulationen wurde das Programm *industrialPhysics* Version alpha A 1541 verwendet. Hierbei liegt der Berechnung des physikalischen Starrkörperverhaltens die *Bullet Physics Engine* der Version 2.71 zugrunde. Das Programm bietet im Vergleich zum direkten Arbeiten mit dem Quellcode der Engine zahlreiche ressourcensparende Möglichkeiten für eine unkomplizierte physikbasierte Modellbildung. Die Qualität der Simulationsergebnisse wurde durch den Vergleich mit experimentellen Daten bewertet.

Als Vergleichsgrößen bieten sich die mittlere Fördergeschwindigkeit sowie die Anzahl und prozentuale Verteilung der auftretenden Fördergutorientierungen an. Die mittlere Fördergeschwindigkeit wurde hierbei für ein einzelnes Fördergut betrachtet und errechnet sich aus der Zeit, die das Werkstück für einen  $360^\circ$  Umlauf im Fördertopf benötigt, geteilt durch den mittleren Umfang. Die Anzahl und prozentuale Verteilung der auftretenden Fördergutorientierungen wurden durch Abzählung bestimmt. Hierfür wurden in Anlehnung an NGOI ET AL. (1997) 100 Werkstücke in einen Fördertopf geschüttet. Durch die Betriebsschwingungen des VWF wurde das Fördergut vereinzelt. Nach dem Abschalten des Systems wurden anschließend die auftretenden Fördergutorientierungen der auf der Wendel befindlichen Werkstücke bestimmt und dokumentiert. Das Fördergutverhalten in VWF weist allgemein eine komplexe, nichtlineare Dynamik auf (GAZIC 2009; LOY 2010; RIMAI & CIPRA 2011). Deshalb wurden die Versuche gemäß NGOI ET AL. (1997) jeweils fünf Mal wiederholt und die arithmetischen Mittelwerte sowie die Minima und Maxima der Messwerte miteinander verglichen. Im Experiment ist es nur mit äußerstem Aufwand möglich, die initialen Lagen der Fördergüter für jede Versuchswiederholung reproduzierbar einzurichten. Für einen vertretbaren Aufwand wurden daher die initialen Lagen des Förderguts in der Physiksimulation durch beliebige, kleine Winkel- und Positionsänderungen variiert. Dies erklärt die Streuungen der in *Abbildung 14* dargestellten Simulationsergebnisse, die durch das deterministische Verfahren der Physiksimulation berechnet wurden.

In den Arbeiten von FRANK (1975) und SWIFT & REDFORD (1978) werden Analysen zur geometrischen Klassifizierung von Werkstücken durchgeführt. Demnach weisen etwa 60 % der in der automatisierten Produktion gehandhabten Werkstücke eine annähernd zylindrische Grundform auf und weitere 30 % eine quaderförmige. Als repräsentatives Fördergut für die Validierung wurde deshalb der Rohling einer Schraube gewählt (*Abbildung 14*). Die Grundabmaße des zylinderförmigen Werkstücks liegen mit einem Durchmesser von 8,76 mm und einer Länge von 12,82 mm im unteren Millimeterbereich. Das Fördergut wurde aus Stahl gefertigt. Als geeigneter Fördertopf wurde ein Kegeltopf aus Polyamid gewählt. Die dreidimensionalen Geometriedaten von Fördergut und -topf wurden aus dem CAD in die Physiksimulation übernommen. Für eine zielgerichtete Bewertung der physikbasierten Abbildung des Vibrationsförderprozesses wurden die Parameter Gleitreibungs- und Stoßkoeffizient in Experimenten bestimmt (FETZNER 2012). Infolgedessen wurden zudem für die jeweiligen Versuche die Schwingungen des Fördertopfs mit einem 3D Scanning Laser-Doppler-Vibrometer (PSV-400-3D) der Firma Polytec vermessen. Dieses Messsystem ermöglicht eine berührungslose, dreidimensionale und hochpräzise Schwingungsanalyse von Objekten unter der Nutzung des optischen Dopplereffekts (HOFFMANN 2004). Die gemessenen Schwingungen des Fördertopfes wurden mit Hilfe der zyklischen Starrkörpertransformation nach REINHART & HOFFMANN (2012) in der Physiksimulation nachgebildet. Die *Abbildung 14* zeigt die Mess- und Simulationsergebnisse für die Größen mittlere Fördergeschwindigkeit sowie Anzahl und prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen.

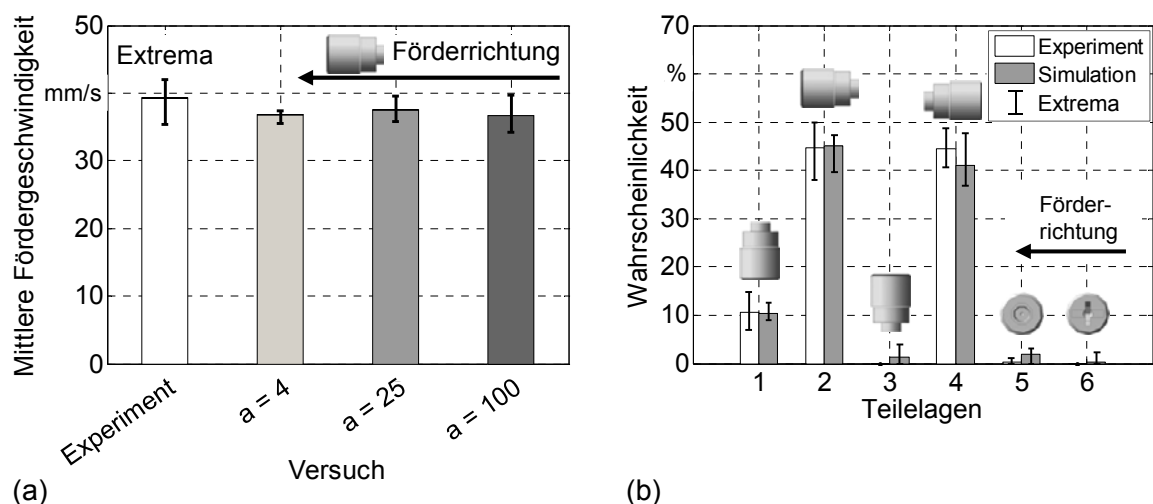


Abbildung 14: Vergleich zwischen Simulation und Experiment für: (a) die mittlere Fördergeschwindigkeit; (b) die Anzahl und prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen mit  $S_{ij} = \text{diag}[4 \ 1 \ 1]$

Für die Skalierung nach *Gleichung (4.9)* wurden die Werte  $S_{ij} = \text{diag}[4 \ 1 \ 1]$ ,  $S_{ij} = \text{diag}[25 \ 1 \ 1]$  sowie  $S_{ij} = \text{diag}[100 \ 1 \ 1]$  gewählt, um eine stabile Abbildung der Kleinteile bei gleichzeitiger Reduzierung der numerischen Ungenauigkeiten zu erzielen. Aus den beiden Diagrammen in *Abbildung 14* kann gefolgert werden, dass eine physikalisch richtige Skalierung vorliegt und insgesamt eine gute Übereinstimmung zwischen den Simulationsergebnissen und den experimentellen Daten vorherrscht. Für die mittlere Fördergeschwindigkeit liegen die Abweichungen, bezogen auf die experimentellen Daten, im einstelligen Prozentbereich. Die prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen ist aufgrund des nichtlinearen Fördergutverhaltens eine stark streuende Größe. Die Ergebnisse von Experiment und Simulation stimmen zwar nicht exakt überein, allerdings zeigt sich insgesamt eine gute Korrelation.

Auf Basis der gezeigten Ergebnisse kann die Physiksimulation unter dem Einsatz der Skalierungsgleichungen die Konstrukteure von VWF dazu befähigen, bereits vor der ressourcenintensiven Erstellung von Prototypen, mit Hilfe der Simulation auslegungsrelevante Entscheidungen zielführend zu treffen. Es wurde eine Möglichkeit geschaffen, mit skalierten Modellen auf Basis der physikbasierten Starrkörpersimulation die Leistungsdaten eines VWF mit Ordnungsschikanen digital zu bestimmen. Dabei sind im Vergleich zum konventionellen Auslegungsprozess keine Musterteile vom Kunden an den Zuführtechnikhersteller bereitzustellen.

### 4.6 Zusammenfassung

Nach einer kurzen Vorstellung der Grundlagen zur Ähnlichkeitstheorie wurden zunächst eine Analyse der physikbasierten Starrkörpersimulation durchgeführt und alle relevanten Einflussgrößen zur Beschreibung der Starrkörperphysik identifiziert. Auf Basis der aktuellen Grenzen für die Abbildung von Kleinteilen wurden geeignete freie Parameter gewählt und eine normierte Dimensionsmatrix zur Ableitung von dimensionslosen Kennzahlen erarbeitet. Mit Hilfe der Kennzahlen konnten vier allgemeingültige Skalierungsgleichungen hergeleitet werden, um eine stabile Physiksimulation von Kleinteilen zu erzielen. Die Vorteile der Skalierungsgleichungen wurden validiert, indem die Berechnungsergebnisse von originalen und skalierten Modellen analytischen Lösungen und experimentellen Daten gegenübergestellt wurden. Die erarbeiteten Skalierungsgleichungen liefern eine Grundlage für die Modellbildung und Simulation des Förderprozesses in VWF mit Ordnungsschikanen. Allerdings wird im Sinne der Auslegung von Schikanen das Trial-und-Error-basierte Anpassen zu einem Großteil von der Werkstatt in den Rechner verlagert.

## **5 Automatisierte Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen**

### **5.1 Überblick**

Die Physiksimulation bietet eine Möglichkeit der Abbildung des Vibrationsförderprozesses, um eine virtuelle Überprüfung der Funktionalität von VWF mit Ordnungsschikanen durchzuführen. Hierbei wird der Trial-und-Error-basierte Abstimmungsprozess zunächst großenteils in den Rechner verlagert. Dies bedeutet eine Anbindung des Bedieners an die Simulationsumgebung, da die Variation der Wirkflächengeometrie manuell erfolgen muss und das Fördergutverhalten nach wie vor visuell beobachtet und bewertet werden muss. Das erfahrungsbasierte Anpassen der Wirkflächen im Rechner ermöglicht das Finden eines geeigneten Betriebsverhaltens der Schikanen, welches allerdings nicht zwangsweise das Optimum darstellt.

In diesem Kapitel wird auf Basis der Physiksimulation eine automatisierte Gestaltoptimierung mechanischer Ordnungsschikanen für VWF erarbeitet. Zunächst werden eine Analyse des Systems Fördergut – Schikane durchgeführt und die Charakteristiken des Förder- und Orientierungsprozesses erarbeitet. Anschließend wird eine Optimierungsstrategie definiert und das Optimierungsproblem mathematisch formuliert. Es folgt eine Umsetzung in einem Software-Prototypen und die Simulationsergebnisse werden anhand einer praxisrelevanten Schikane und repräsentativer Fördergüter durch den Vergleich mit experimentellen Daten validiert. Die Erkenntnisse dieses Kapitels basieren auf den Vorarbeiten des Autors in HOFMANN ET AL. (2013) und Ergebnissen, die zusammen mit HUANG (2013) im Rahmen seiner studentischen Arbeit ermittelt wurden.

### **5.2 Systemanalyse**

#### **5.2.1 Charakteristiken des Förder- und Orientierungsprozesses**

Das Fördergut wird in Form von Haufwerk im Fördertopf gespeichert und durch dessen Vibrationen gefördert und vereinzelt. Durch das zugrundeliegende Mikrowurfprinzip weist der Funktionsverlauf der Fördergeschwindigkeit für ein Werkstück einen nicht-stetigen Verlauf über der Zeit auf. Beispiele für solche Verläufe werden in CHEN ET AL. (2011) gezeigt. Während des Förderprozesses weisen die Werkstücke eine bestimmte Anzahl und prozentuale Verteilung an Fördergutorien-

tierungen auf. Die Fördergeschwindigkeit ist eine Funktion der Schwingungsamplitude und -frequenz (FRANK 1975; AHRENS 1983; KHAKBAZ-NEJAD 2003; BOOTHROYD 2005; ASHRAFIZADEH & ZIAEI-RAD 2013), der Fördergutorientierung (FRANK 1975), des Reibungskoeffizienten (BOOTHROYD 2005; RISCH 2011), des Stoßkoeffizienten (GAZIC 2009) und kann durch die Geometrie der Wendel des Fördertopfes beeinflusst werden.

Nach dem vereinzeln aus dem Haufwerk wird das Fördergut durch eine Reihe an aktiven und passiven Ordnungsschikanen in eine oder mehrere gewünschte Fördergutorientierungen geordnet. Hierbei korreliert die Anzahl an auftretenden Fördergutorientierungen mit der Anzahl an benötigten Schikanen zur Reduzierung der unerwünschten Orientierungen der Werkstücke (FRANK 1975). Aktive und passive Schikanen, welche in Reihe und / oder parallel zueinander angeordnet sind, werden als Ordnungsstrecke bezeichnet. Die gesamte Ordnungsstrecke ist am Auslauf des Fördertopfes befestigt. Dies bedeutet, dass alle auszulegenden Schikanen im Betrieb mit der gleichen Schwingungsamplitude und -frequenz betrieben werden.

Die Systemanalyse einer Ordnungsschikane zeigt die vielfältigen Einflussfaktoren auf das Fördergutverhalten bei der Wechselwirkung der Werkstücke mit den Wirkflächen der Schikane und untereinander. Dies beeinflusst dementsprechend die Anzahl und Verteilung der Fördergutorientierungen nach dem Durchlaufen einer Schikane, im Folgenden Ausgangsorientierungen genannt. Zwischen zwei in Reihe angeordneter Schikanen sind die Ausgangsorientierungen der ersten Schikane die Eingangsorientierungen der zweiten. Die Ausgangsorientierung ist eine Funktion der Fördergutgeometrie (BOOTHROYD ET AL. 1976), der Schwingungsamplitude und der -frequenz, der geometrischen Parameter der Wirkflächen, des Reibungs- und Stoßkoeffizienten, der Anzahl an Fördergütern in einer Teilekette sowie des initialen physikalischen Zustandes eines Förderguts. Eine Ordnungsschikane wird für jedes Fördergut spezifisch ausgelegt, weshalb die Funktionsparameter der Fördergutgeometrie als gegeben und konstant betrachtet werden. Die Schwingungsfrequenz bleibt im Allgemeinen konstant und wird auf die einfache oder doppelte Netzfrequenz eingestellt, um den VWF energieeffizient zu betreiben (REINHART & LOY 2010). Die Parameter Reibungs- und Stoßkoeffizient zwischen Fördergut und den Wirkflächen der Ordnungsschikane sind durch die Wahl des Materials festgelegt und werden ebenfalls als Konstanten betrachtet.

Für eine gegebene Menge an geometrischen und physikalischen Eigenschaften einer Ordnungsschikane können kleine Veränderungen des initialen Zustandes des Förderguts aufgrund der komplexen, nichtlinearen Dynamik des Vibrationsförderpro-

zesses zu völlig anderen Ausgangsorientierungen führen (GAZIC 2009; LEE & QIAN 1998; RIMAI & CIPRA 2011). Dieses Charakteristikum und die Anzahl der Werkstücke in einer Teilekette müssen als Randbedingungen bei der Gestaltoptimierung berücksichtigt werden. Durch die Festlegung der konstanten Größen bleiben für die Funktion der Ausgangsorientierung die Größen Schwingungsamplitude und geometrische Parameter zur Beschreibung der Wirkflächen einer Schikane.

### 5.2.2 Bewertungsgrößen

Für die quantitative Bewertung des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses in VWF mit Ordnungsschikanen existieren wenige Ansätze. Besonders relevant ist die Bewertungsgröße der mittleren Fördergeschwindigkeit bzw. der mittleren Förderleistung (*Kapitel 2.1*). Diese beiden Größen sind äquivalent und können ineinander umgerechnet werden (HILGENBÖCKER 1985).

Zur indirekten Beschreibung des Fördergutverhaltens in Ordnungsschikanen definieren MURCH & BOOTHROYD (1971) sogenannte Übergangsmatrizen. Hierbei gibt ein Element der Matrix an, wie viel Prozent an Fördergütern in einer gewissen Eingangsausrichtung die Schikane in einer bestimmten Ausgangsausrichtung verlässt. MURCH & BOOTHROYD (1971) führen an, für jede Schikane in einer Ordnungsstrecke solche Matrizen aufzustellen und durch Multiplikation aller Matrizen mit dem Vektor der prozentualen Verteilung der Fördergutorientierungen einen skalaren Wert für die gesamte Effizienz zu berechnen. Die Übergangsmatrizen beschreiben einen gegebenen Zustand der Funktionsfähigkeit einer Schikane und können ohne die Erweiterung um mathematische Operatoren für die Matrixeinträge nicht als Bewertungsgrößen für eine automatisierte Gestaltoptimierung verwendet werden.

In BERKOWITZ & CANNY 1996 wird die Effizienz für ein Ordnungselement durch den Quotienten aus Zuführ- durch Förderleistung festgelegt (vgl. *Kapitel 2.1*). Durch diese Definition können verschiedene Topologien von Ordnungsschikanen und -strecken miteinander verglichen werden (vgl. z. B. CHRISTIANSEN ET AL. 1996). Für eine automatisierte Gestaltoptimierung, bei der verschiedene Geometriezustände einer Ordnungsschikane oder -strecke gegeneinander bewertet werden müssen, eignet sich diese Definition nicht hinreichend. Dies wird bei Schikanen mit passivem Ordnungsprinzip deutlich. Hier wird mit der genannten Definition die Abweisung von richtig orientierten Fördergütern nicht erfasst. Zudem geht nicht eindeutig hervor, wie viele falsch orientierte Fördergüter eine passive Schikane passiert haben.

Insgesamt lässt sich erkennen, dass bei der Bewertung einer Ordnungsschikane grundsätzlich ein multidimensionales Optimierungsproblem vorliegt. Dies setzt sich aus zwei Zielfunktionen zusammen, die eine quantitative Bewertung darüber zulassen, wie gut und wie schnell eine Schikane Fördergüter in der richtigen Orientierung ausgibt.

### 5.3 Allgemeine Formulierung des Optimierungsproblems

#### 5.3.1 Optimierungsstrategie

Bevor die detaillierte mathematische Formulierung des multidimensionalen Optimierungsproblems erfolgt, wird eine Optimierungsstrategie definiert, um den Berechnungsaufwand bei der automatisierten Gestaltoptimierung zu reduzieren. Es seien die beiden Zielfunktionen mittlere Fördergeschwindigkeit  $\bar{v}$  und Effizienz  $\varepsilon$  definiert. Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus *Kapitel 5.2.1* wird angenommen, dass  $\bar{v}$  eine Funktion des skalaren Parameters der Schwingungsamplitude  $A$  ist. Die Effizienz  $\varepsilon$  sei eine Funktion von  $A$  und den  $n$  geometrischen Parametern  $\mathbf{G} = [g_1, \dots, g_n]$ , welche die Form und Lage der Wirkflächen einer Schikane bei gegebener Topologie beschreiben. Damit ergibt sich grundsätzlich ein mehrdimensionaler Designvektor  $[A, \mathbf{G}]$  für die Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen. Zur Reduzierung der Komplexität wird eine Entkopplung des Designvektors angestrebt.

Basierend auf den Forschungsergebnissen von FRANK (1975), AHRENS (1983), KHAKBAZ-NEJAD (2003), BOOTHROYD (2005) und ASHRAFIZADEH & ZIAEI-RAD (2013) wird angenommen, dass die mittlere Fördergeschwindigkeit  $\bar{v}$  eines Förderguts auf einer Förderbahn mit gegebener Geometrie (z. B. flache, halbrunde oder prismatische Wendel) in Abhängigkeit von  $A$  stets den in *Abbildung 15 (a)* dargestellten Verlauf hat. Im Bereich 1 kommt kein Vibrationsförderprozess zustande, da die von der Wendel durch reibungsbehaftete Stöße übertragene Energie an das Fördergut zu gering ist. Im zweiten Bereich setzt der Förderprozess ein und die Werkstücke werden in eine gerichtete Bewegung gezwungen. Je mehr Energie auf das Fördergut übertragen wird, desto höher ist die mittlere Fördergeschwindigkeit. Der Funktionsverlauf im Bereich 2 wird als monoton steigend angenommen,  $\frac{d\bar{v}}{dA} \geq 0$ . Im Bereich 3 ist das Verhalten des Fördergutes chaotisch (HAN & LEE 2002; GAZIC 2009). Die Fördergutorientierung ändert sich bereits auf einer flachen Wendel zufällig.



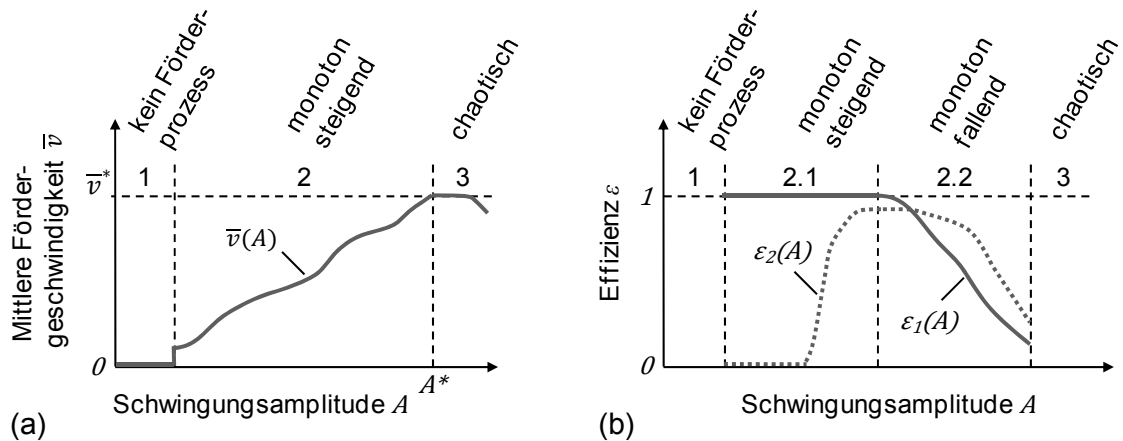


Abbildung 15: Charakteristische Verläufe der Zielfunktionen in Abhängigkeit des Parameters der Schwingungsamplitude  $A$ : (a) mittlere Fördergeschwindigkeit; (b) Effizienz

Anhand einer physikalisch-theoretischen Analyse zahlreicher aktiver und passiver Ordnungsschikanen wird die Annahme getroffen, dass die Effizienz  $\varepsilon$  als Funktion von  $A$  grundsätzlich die zwei in *Abbildung 15 (b)* dargestellten Verläufe aufweist. Während sich im Bereich 1 kein Vibrationsförderprozess einstellt, ist das Fördergutverhalten im Bereich 3 chaotisch. Der Bereich 2 lässt sich in die Teilbereiche 2.1 und 2.2 einteilen. Der charakteristische Funktionsverlauf von  $\varepsilon_1(A)$  wird über 2.1 und 2.2 als monoton fallend angenommen,  $\frac{d\varepsilon_1}{dA} \leq 0$ .  $\varepsilon_1(A)$  weist ein Plateau auf. Dies bedeutet, dass nicht nur eine Schwingungsamplitude  $A$  existieren kann, bei der eine Schikane mit maximaler Effizienz arbeitet. Es können mehrere globale Optima vorliegen. Das Plateau in *Abbildung 15 (b)* zeigt exemplarisch die maximale Effizienz  $\varepsilon = 1$ , der Wert kann allerdings auch kleiner eins sein. Der charakteristische Funktionsverlauf von  $\varepsilon_2(A)$  impliziert, dass Schikanen existieren (z. B. Höhenabweiser), welche ein gewisses Minimum an kinetischer Energie vom Fördergut erwarten, damit die Umorientierung der Werkstücke einsetzt. Im Bereich 2.1 bei niedriger Schwingungsamplitude wird der Verlauf von  $\varepsilon_2(A)$  als monoton steigend angenommen, bis die maximal erzielbare Effizienz erreicht ist,  $\left. \frac{d\varepsilon_2}{dA} \right|_{2.1} \geq 0$ . Im Bereich 2.2 bei höherer Schwingungsamplitude ist  $\varepsilon_2(A)$  isomorph zu  $\varepsilon_1(A)$  monoton fallend,  $\left. \frac{d\varepsilon_2}{dA} \right|_{2.2} \leq 0$ . Es sei angemerkt, dass  $\varepsilon_2(A)$  beim Übergang von monoton steigend zu monoton fallend ein Plateau aufweisen kann, wobei die Effizienz  $\varepsilon = 1$  erreicht werden kann. Grundsätzlich stellt  $\varepsilon_2(A)$  den allgemeinen Fall dar. Es gilt:

$$\varepsilon_2(A) \cong \varepsilon_1(A). \quad (5.1)$$

Eine Entkopplung des Designvektors  $[A, \mathbf{G}]$  wird wie folgt erzielt. Die Zielfunktion der mittleren Fördergeschwindigkeit  $\bar{v}$  erreicht das globale Optimum am Ende des Bereichs 2, vor dem Übergang zum chaotischen Fördergutverhalten (*Abbildung 15 (a)*). Zunächst wird also die optimale Amplitude  $A^*$  gefunden, so dass  $\bar{v}(A^*) = \max$ . Da die Effizienz  $\varepsilon$  im Bereich höherer Schwingungsamplituden monoton fällt, steigt diese bei einer Verringerung von  $A$ , beginnend beim Übergang von Bereich 3 zu 2. Dadurch kann das globale Optimum für das Produkt der beiden Zielfunktionen ( $\bar{v} \cdot \varepsilon$ ) mit einem verringerten Rechenaufwand bestimmt werden. Somit werden  $A$  und  $\mathbf{G}$  entkoppelt. Für jeden Zustand von  $A$  müssen nur die geometrischen Parameter der Wirkflächen  $\mathbf{G}$  variiert und die dazugehörigen Zielfunktionswerte berechnet werden. Dies führt zu einer Reduzierung der Komplexität des Optimierungsproblems um eine Dimension. Zwischen  $\varepsilon$  und  $\mathbf{G}$  besteht keine Korrelation. Der Funktionsverlauf von  $\varepsilon(A, \mathbf{G})$  über  $\mathbf{G}$  ist als nichtlinear, nichtkonvex und nicht stetig differenzierbar zu betrachten. Vielmehr sind die Funktionswerte für diesen Verlauf für jedes neue Fördergut, für das eine Schikane ausgelegt wird, unbekannt. In der industriellen Praxis müssen deshalb aufwändige Experimente durchgeführt werden und im Rahmen dieser Arbeit wird die Physiksimulation angewendet, um die Funktionswerte von  $\varepsilon(A, \mathbf{G})$  zu bestimmen. Mit Hilfe der erarbeiteten Optimierungsstrategie wird im Folgenden das multidimensionale Optimierungsproblem mathematisch formuliert.

### 5.3.2 Mathematische Formulierung

Die Formulierung des Problems zur simulationsgestützten Gestaltoptimierung von mechanischen Ordnungsschikanen soll auf beliebige Fördergüter und Schikanentopologien übertragbar sein. Die *Abbildung 16* zeigt exemplarisch eine aktive Ordnungsschikane. Die Darstellung soll die Nachvollziehbarkeit bei der Herleitung der allgemeinen Formulierung des Optimierungsproblems unterstützen.

Unter Berücksichtigung der Systemanalyse (*Kapitel 5.2.1*) und der Optimierungsstrategie (*Kapitel 5.3.1*) müssen zunächst die Zielfunktionswerte der mittleren Fördergeschwindigkeit  $\bar{v}(A)$  berechnet werden. Hierfür wird die *Gleichung (5.2)* definiert. Die Berechnung der Fördergeschwindigkeit  $v_{kl}(A, t)$  für jedes  $l$ -te Fördergut in der  $k$ -ten Orientierung wird in jedem Iterationsschritt  $t$  durch die Physiksimulation berechnet. Nachdem  $v_{kl}(A, t)$  einen nicht-stetigen Verlauf über die Zeit aufweist, wird der arithmetische Mittelwert über die Simulationsdauer von Iterationsschritt  $T_0$  bis  $T$  gebildet. Da die Fördergeschwindigkeit zusätzlich eine Funktion der Fördergutorientierung ist, wird für jedes  $l$ -te Fördergut in der  $k$ -ten Orientierung die Fördergeschwindigkeit  $v_{kl}(A, t)$  bestimmt und der arithmetische Mittelwert gebil-

det, um alle relevanten Einflüsse zur Bestimmung von  $\bar{v}(A)$  einzubeziehen. In einer Orientierung  $k$  können insgesamt eine Anzahl von  $l = L_k$  Fördergütern vorliegen.

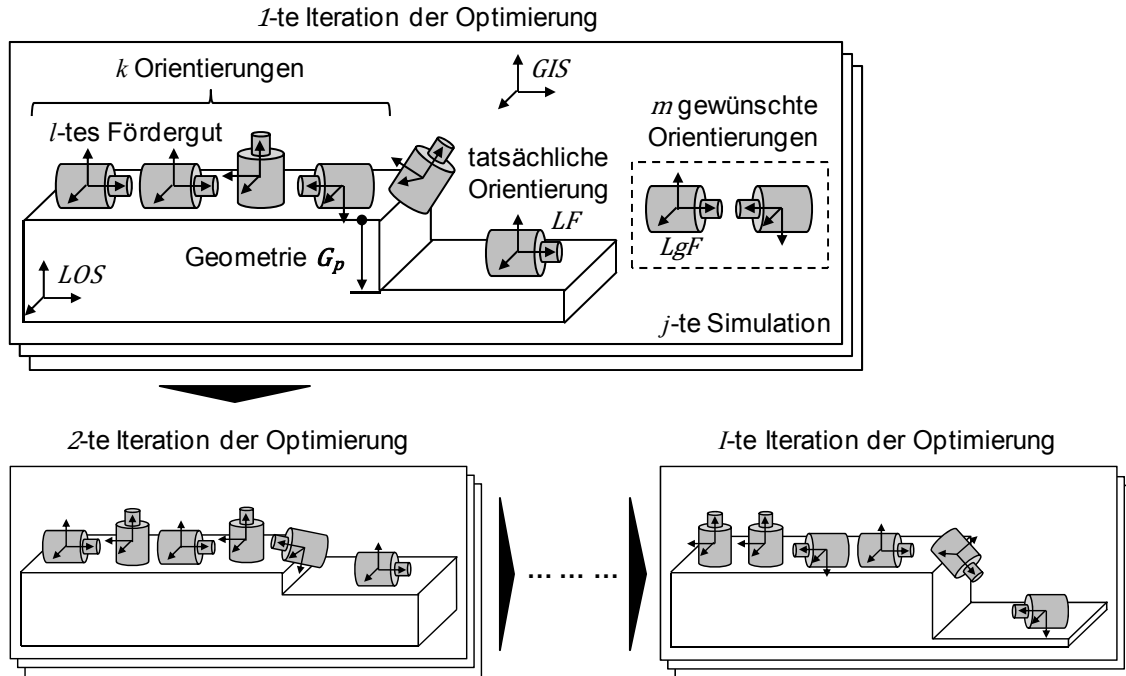


Abbildung 16: Übersicht der simulationsgestützten Gestaltoptimierung

$$\bar{v}(A) = \left( \sum_{k=1}^K L_k \right)^{-1} \cdot \sum_{k=1}^K \sum_{l=1}^{L_k} \left( \frac{1}{T - T_0} \cdot \sum_{t=T_0}^T v_{kl}(A, t) \right) \quad (5.2)$$

Im nächsten Schritt wird die Effizienz bestimmt, indem mit der Physiksimulation das dreidimensionale, dynamische Fördergutverhalten in einer Schikane berechnet wird. Dies erfordert die Definition geeigneter Koordinatensysteme und die Anwendung von Formalismen zur Beschreibung der Rotation dreidimensionaler Körper. Für das Fördergut wird analog zu FRANK (1974) und LOY (2010) ein lokales Kartesisches Koordinatensystem mit spezifischer Ausrichtung und Ursprung im Schwerpunkt definiert. Es seien das lokale Koordinatensystem für ein Fördergut ( $LF$ ) und das lokale Koordinatensystem für die gewünschten Fördergutorientierungen ( $LgF$ ) definiert. Zudem seien ein lokales Koordinatensystem für die Ordnungsschikane ( $LOS$ ) und ein globales Inertialsystem ( $GIS$ ) definiert. Für die simulationsgestützte Bestimmung der Rotation von dreidimensionalen Körpern werden Rotationsmatrizen, Eulerwinkel und Drehachse-Drehwinkel verwendet.

Es seien die Rotationsmatrizen  ${}^{LOS}_{LgF}\mathbf{R}_m$  and  ${}^{LOS}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl}(A, \mathbf{G}, t)$  definiert.  ${}^{LOS}_{LgF}\mathbf{R}_m$  sind die Rotationsmatrizen der  $m$  gewünschten Ausgangsorientierungen eines Förderguts nach dem Durchlaufen einer Schikane. Die Matrizen sind auf das lokale Koordinatensystem der Ordnungsschikane ( $LOS$ ) referenziert. Um zu bestimmen, ob ein Fördergut eine Schikane in eine der  $m$  gewünschten Ausgangsorientierungen verlässt, wird die Rotationsmatrix  ${}^{LOS}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl}(A, \mathbf{G}, t)$  der tatsächlichen Ausgangsorientierung ermittelt. Dies wird für das  $l$ -te Fördergut in der  $k$ -ten Orientierung durchgeführt. Nachdem der Vibrationsförder- und Orientierungsprozess deutlich nichtlinear ist und bereits kleine Änderungen des initialen Zustandes eines Fördergutes die Anzahl und prozentuale Verteilung der Ausgangsorientierungen ändern können, kann eine simulationsgestützte Bestimmung von  ${}^{LOS}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl}(A, \mathbf{G}, t)$   $J$  Mal mit verschiedenen initialen Randbedingungen durchgeführt werden. Der Index  $i$  bezeichnet die Anzahl an Iterationsschritten eines geeigneten Optimierungsverfahrens, das es zu bestimmen gilt (*Kapitel 5.4*).

Sobald die tatsächliche Ausgangsorientierung eines Fördergutes durch die Physiksimulation berechnet wurde, kann der Abgleich erfolgen, ob eine der  $m$  gewünschten Fördergutorientierungen vorliegt. Dazu wird zunächst mit *Gleichung (5.3)* die Differenz-Rotationsmatrix  ${}^{LgF}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t)$  bestimmt.

$${}^{LgF}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t) = {}^{LOS}_{LgF}\mathbf{R}_m^{-1} \cdot {}^{LOS}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl}(A, \mathbf{G}, t) \quad (5.3)$$

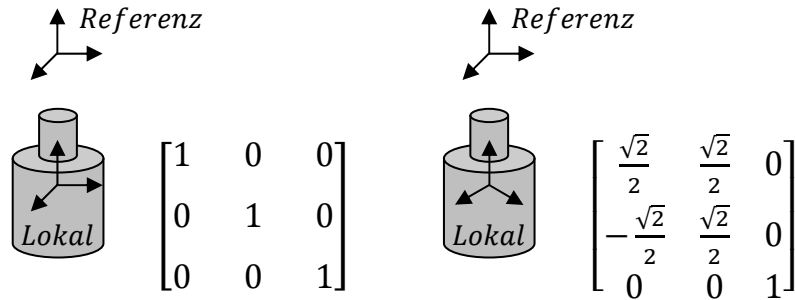
Um die Abweichung zwischen der tatsächlichen und der gewünschten Fördergutorientierung zu quantifizieren, wird aus  ${}^{LgF}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t)$  der Eulerwinkel  $\varphi_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t)$  berechnet, *Gleichung (5.4)*.

$$\varphi_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t) = \begin{cases} \arccos\left(\frac{{}^{LOS}\mathbf{u}_{ijkl} \cdot {}^{LOS}\mathbf{s}_m}{\|{}^{LOS}\mathbf{u}_{ijkl}\| \cdot \|{}^{LOS}\mathbf{s}_m\|}\right), & \text{falls rotations-} \\ & \text{symmetrisch} \\ \arccos\left(\frac{r_{11} + r_{22} + r_{33} - 1}{2}\right), & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.4)$$

mit den Elementen  $r_{11}$ ,  $r_{22}$ ,  $r_{33}$  der Hauptdiagonalen von der Matrix  ${}^{LgF}_{LF}\mathbf{R}_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t)$

Die *Abbildung 17* verdeutlicht, dass sich bei einem Fördergut mit Rotationssymmetrie die Einträge der Rotationsmatrix ändern können, obwohl die Fördergutorientierung aus Sicht der Vibrationsfördertechnik gleich bleibt.

Allerdings bleibt die Symmetrieachse unverändert, die in der exemplarischen Darstellung in *Abbildung 17* mit dem Vektor  $[0, 0, 1]^T$  beschrieben werden kann.



*Abbildung 17: Exemplarische Rotationsmatrizen eines rotationssymmetrischen Förderguts*

Die *Gleichung (5.4)* berücksichtigt die Symmetrie von Fördergütern, indem durch eine Fallunterscheidung der Winkel zwischen der Symmetrieachse  $^{LOS}\mathbf{u}_{ijkl}$  des Förderguts in der tatsächlichen und den Symmetrieachsen  $^{LOS}\mathbf{s}_m$  der  $m$  gewünschten Ausgangsorientierungen berechnet wird. Diese Berechnung wird in jedem Simulationszeitschritt durchgeführt und der resultierende, nicht-stetige Funktionsverlauf von  $\varphi_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t)$  wird durch die Bildung des arithmetischen Mittelwertes auf einen skalaren Wert, dem mittleren Differenzwinkel  $\bar{\varphi}_{ijkl,m}(A, \mathbf{G})$  reduziert. Die *Gleichung (5.5)* gibt den Zusammenhang dafür an.

$$\bar{\varphi}_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}) = \frac{1}{T - T_0} \cdot \sum_{t=T_0}^T \varphi_{ijkl,m}(A, \mathbf{G}, t) \quad (5.5)$$

Nachdem die tatsächliche Ausgangsorientierung eines Förderguts mit  $m$  gewünschten Fördergutorientierungen verglichen wird, ist für die weiteren Schritte das Minimum der Menge an  $M$  mittleren Differenzwinkeln zu bestimmen.

$$\bar{\varphi}_{ijkl}(A, \mathbf{G}) = \min \{ \bar{\varphi}_{ijkl,1}, \dots, \bar{\varphi}_{ijkl,M} \} \quad (5.6)$$

Ist  $\bar{\varphi}_{ijkl}(A, \mathbf{G})$  nahe oder gleich null und damit kleiner als ein Schwellwert  $\tilde{\varphi}$ , dann liegt das Fördergut nach dem Durchlaufen einer Schikane in einer der  $m$  gewünschten Fördergutorientierungen vor. Diese Information wird in eine neue Bewertungsgröße überführt, der sogenannten partiellen Effizienz  $\varepsilon_{ijkl}(A, \mathbf{G})$ . Diese ist für aktive und passive Schikanen in den *Gleichungen (5.7)* und *(5.8)* definiert.

$$\varepsilon_{ijkl}^{aktiv}(A, \mathbf{G}) = \begin{cases} 1, & \forall \bar{\varphi}_{ijkl}(A, \mathbf{G}) < \tilde{\varphi} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.7)$$

$$\varepsilon_{ijkl}^{passiv}(A, \mathbf{G}) = \begin{cases} 1, & \forall \bar{\varphi}_{ijkl}(A, \mathbf{G}) < \tilde{\varphi} \wedge z_{ijkl}(A, \mathbf{G}, t) > \tilde{z} \\ 1, & \forall \bar{\varphi}_{ijkl}(A, \mathbf{G}) > \tilde{\varphi} \wedge z_{ijkl}(A, \mathbf{G}, t) < \tilde{z} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.8)$$

Bei aktiven Schikanen ist  $\varepsilon_{ijkl}^{aktiv}(A, \mathbf{G}) = 1$  definiert, wenn jedes  $l$ -te Fördergut in der  $k$ -ten Orientierung die Schikane in eine der  $m$  gewünschten Fördergutorientierungen verlässt. Bei passiven Schikanen ist  $\varepsilon_{ijkl}^{passiv}(A, \mathbf{G}) = 1$  definiert, für jedes Fördergut, das entweder die Schikane in eine der  $m$  gewünschten Fördergutorientierungen verlässt oder aufgrund der falschen Orientierung von den Ordnungselementen abgewiesen wird. Ein Abweisen bedeutet eine Rückführung in den Fördertopf. Dies kann durch die Bestimmung der vertikalen Position  $z_{ijkl}(A, \mathbf{G}, t)$  eines Förderguts und den Vergleich mit einem Schwellwert  $\tilde{z}$  evaluiert werden, *Gleichung (5.8)*.

Nach der Berechnung der partiellen Effizienz für jedes  $l$ -te Fördergut in der  $k$ -ten Orientierung über  $J$  Simulationen kann die mittlere Effizienz  $\bar{\varepsilon}_i(A, \mathbf{G})$  einer Ordnungsschikane im  $i$ -ten Iterationsschritt durch arithmetische Mittelung nach *Gleichung (5.9)* bestimmt werden.

$$\bar{\varepsilon}_i(A, \mathbf{G}) = \frac{1}{J} \cdot \sum_{j=1}^J \cdot \left( \sum_{k=1}^K L_k \right)^{-1} \cdot \sum_{k=1}^K \sum_{l=1}^{L_k} \varepsilon_{ijkl}(A, \mathbf{G}) \quad (5.9)$$

In jedem  $i$ -ten Iterationsschritt der Optimierung werden die geometrischen Parameter der Wirkflächen  $\mathbf{G}$  variiert. Hierbei kann abhängig vom eingesetzten Optimierungsalgorithmus ein bestimmter Zustand von  $\mathbf{G}$  mehrfach gewählt und die Funktionswerte von  $\bar{\varepsilon}_i(A, \mathbf{G})$  berechnet werden. Um verlässliche Funktionswerte für  $\bar{\varepsilon}_i(A, \mathbf{G})$  für gleiche geometrische Zustände  $\mathbf{G}_p$  zu erhalten, wird der arithmetische Mittelwert für den  $I_{\mathbf{G}_p}$ -mal simulierten Zustand nach *Gleichung (5.10)* berechnet.

$$\text{Für } \mathbf{G} = \mathbf{G}_1: \bar{\varepsilon}_1(A, \mathbf{G}_1) \dots \bar{\varepsilon}_{I_{\mathbf{G}_1}}(A, \mathbf{G}_1): \bar{\varepsilon}(A, \mathbf{G}_1) = \frac{1}{I_{\mathbf{G}_1}} \cdot \sum_{i=1}^{I_{\mathbf{G}_1}} \bar{\varepsilon}_i(A, \mathbf{G}_1) \quad (5.10)$$

... ..

$$\text{Für } \mathbf{G} = \mathbf{G}_p: \bar{\varepsilon}_1(A, \mathbf{G}_p) \dots \bar{\varepsilon}_{I_{\mathbf{G}_p}}(A, \mathbf{G}_p): \bar{\varepsilon}(A, \mathbf{G}_p) = \frac{1}{I_{\mathbf{G}_p}} \cdot \sum_{i=1}^{I_{\mathbf{G}_p}} \bar{\varepsilon}_i(A, \mathbf{G}_p)$$

Mit Hilfe der *Gleichung (5.10)* lassen sich schließlich eine diskrete Menge an simulationsgestützt ermittelten Funktionswerten für die mittlere Effizienz  $\bar{\varepsilon}(A, \mathbf{G})$  einer Ordnungsschikane bei einer gegebenen Amplitude  $A$  berechnen. Aufgrund der nichtlinearen Charakteristik des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses ist es möglich, dass unterschiedliche geometrische Formen und Lagen der Wirkflächen einer Schikane den gleichen maximalen Effizienzwert ergeben. Für eine automatisierte Auswahl aus einer Menge an globalen Optima wird eine  $n$ -dimensionale Faltung von  $\bar{\varepsilon}(A, \mathbf{G})$  durchgeführt, *Gleichung (5.11)*. Hierbei wird  $\bar{\varepsilon}$  mit einer Gewichtungsfunktion  $W$  zu einer Funktion  $E$  gefaltet. Damit werden für einen bestimmten Funktionswert von  $\bar{\varepsilon}$  die umliegenden Funktionswerte mit einer definierten Gewichtung mit berücksichtigt und ein neuer Funktionswert in  $E$  gebildet. Die Dimension der Faltung hängt von der Dimension von  $\mathbf{G} = [g_1, \dots, g_n]$  ab.

$$\begin{aligned} E[g_1, \dots, g_n] &\stackrel{\text{def}}{=} \bar{\varepsilon}[w_1, \dots, w_n] * W[g_1 - w_1, \dots, g_n - w_n] \\ &= \sum_{w_1=-\infty}^{\infty} \dots \sum_{w_n=-\infty}^{\infty} \bar{\varepsilon}[w_1, \dots, w_n] W[g_1 - w_1, \dots, g_n - w_n] \end{aligned} \quad (5.11)$$

mit

$$\sum W[\mathbf{G}] := 1$$

Nach der Faltung kann der optimale Zustand  $\mathbf{G}^*$  für eine gegebene Schwingungsamplitude  $A$  mit *Gleichung (5.12)* gefunden werden.

$$\max_{\mathbf{G}} \{E(A, \mathbf{G}_1), \dots, E(A, \mathbf{G}_p)\} \quad (5.12)$$

Anschließend können entsprechend der Optimierungsstrategie in *Kapitel 5.3.1* die Schwingungsamplitude  $A$  schrittweise reduziert und die *Gleichungen (5.2)* bis *(5.12)* wiederholt angewendet werden. Dies liefert die simulationsgestützt berechnete Funktion  $\bar{\varepsilon}(A, \mathbf{G}^*)$  für eine einzelne Schikane für den Bereich  $\frac{d\bar{\varepsilon}(A, \mathbf{G}^*)}{dA} \leq 0$ .

Im Allgemeinen ist an einem VWF eine Ordnungsstrecke bestehend aus  $D$  Schikanen fixiert. Für die Optimierung des gesamten Systems muss die in *Gleichung (5.13)* definierte Nebenbedingung für die Schwingungsamplituden gelten. Zusätzlich kann eine weitere Ungleichung als Nebenbedingung definiert werden, falls eine Mindest-Effizienz gefordert ist.

$$\max_{A_d} \prod_{d=1}^D [\bar{v}_d(A_d) \cdot \bar{\varepsilon}_d(A_d, \mathbf{G}^*)]$$

mit den Nebenbedingungen (5.13)

$$A_1 = A_2 = \dots = A_D$$

$$\bar{\varepsilon}_d(A_d, \mathbf{G}^*) \geq \tilde{\varepsilon}$$

Damit stehen die Formalismen für eine simulationsgestützte, automatisierte Gestaltoptimierung von mechanischen Ordnungsschikanen in VWF zur Verfügung.

## 5.4 Umsetzung und Validierung

### 5.4.1 Festlegung eines geeigneten Optimierungsverfahrens

Die Umsetzung der automatisierten Gestaltoptimierung erfolgt in einer prototypischen Software. Zunächst muss dafür ein geeignetes Optimierungsverfahren gewählt werden, um die Zielfunktionswerte entsprechend zu interpretieren und neue Designparameter unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen festzulegen. Anhand der Systemanalyse in *Kapitel 5.2* und den Formalismen in *Kapitel 5.3* kann das Problem der Gestaltoptimierung von Schikanen in VWF als nichtlinear, nichtkonvex in Abhängigkeit von  $\mathbf{G}$  und multidimensional im Hinblick auf die Zielfunktionen und den Designvektor klassifiziert werden. Eine Differenzierung der Zielfunktionen kann aufgrund der Unkenntnis über die quantitativen Verläufe nicht durchgeführt werden. Für derartige Optimierungsprobleme existieren diverse Verfahren. RAO (2009) gibt hierzu einen exzellenten Überblick. Im Rahmen dieser Arbeit werden nichtlineare Verfahren fokussiert, die keine Ableitungen benötigen, sondern ausschließlich mit den Zielfunktionswerten arbeiten. Die Auswahl eines geeigneten Verfahrens erfolgt anhand einer kurzen Diskussion von genetischen Algorithmen, dem Simulated Annealing und der Random Search Methode.

Inspiziert von der biologischen Evolution bedienen sich genetische Algorithmen der Reproduktion, Mutation, Rekombination und Selektion. Genetische Algorithmen führen oft zu gut approximierten Lösungen für eine Vielzahl an Optimierungsproblemen. Allerdings sollten die Zielfunktionswerte einfach und schnell zu bestimmen sein, ansonsten erfordert das Finden einer approximierten Lösung aufgrund der ho-



hen Populationszahl und der langen Evaluationszeit für jeden individuellen Designparameter einen größeren Berechnungsaufwand. (ASHLOCK 2006)

Das Simulated Annealing ist ein Optimierungsverfahren für das Finden einer akzeptablen Lösung in einer begrenzten Zeit anstatt der besten bzw. optimalen Lösung. Bei diesem Verfahren wird jeder Punkt im Suchraum in Analogie zu einer Abkühlung als Zustand mit einer gewissen Energie betrachtet. Das Ziel ist hierbei, denjenigen „optimalen“ Zustand mit dem wahrscheinlich geringsten Energieniveau zu finden. Simulated Annealing wird oft bei Optimierungsproblemen mit diskreten Suchräumen eingesetzt (KIRKPATRICK ET AL. 1983). Der Rechenaufwand und die Komplexität dieses Verfahrens sind maßvoll und Simulated Annealing ist für die automatisierte Gestaltoptimierung von Schikanen in VWF grundsätzlich geeignet.

Bei der Random Search Methode sucht ein spezifizierter Algorithmus iterativ nach einer besseren Lösung, als der bisher bekannten und überprüft dadurch schrittweise unterschiedliche Zustände im Suchraum (RAO 2009). Die Random Search Methode kann für eine Vielzahl an Optimierungsproblemen angewendet werden, ohne dass eine detaillierte Kenntnis über den genauen Verlauf der Zielfunktionen erforderlich ist. Die verfügbaren Algorithmen, welche dieser Methode zuzuordnen sind, sind einfach zu implementieren und der Rechenaufwand ist vergleichsweise gering. Zudem sind mehrere Modifikationen des Verfahrens verfügbar, beispielsweise die parallele Suche oder die Suche in Rastern, um das Finden einer optimalen Lösung zu beschleunigen. In der prototypischen Software wird für die automatisierte Gestaltoptimierung von Schikanen in VWF die Random Search Methode verwendet.

### 5.4.2 Software-Architektur

Der Überblick über die Software-Architektur ist in *Abbildung 18* dargestellt. Das Programm besteht aus drei Modulen, dem Simulationsmodul, dem Steuerungsmodul und dem Optimierungsmodul. Das Simulationsmodul basiert auf der Bullet Physics Engine 2.79 und berechnet das dynamische Verhalten von Fördergut und Schikanen. Das Verfahren Random Search ist im Optimierungsmodul implementiert. Hier werden die Werte und Grenzen für die Design- und die numerischen Parameter definiert. Das Steuerungsmodul bildet die Verbindung zwischen den beiden Modulen und stellt die Funktionsabrufe in der gewünschten Sequenz sicher.

Die Größe des Vektors  $\mathbf{G}$  zur Beschreibung der geometrischen Form und Lage der Wirkflächen einer Schikane hängt von deren grundsätzlicher Topologie ab. Für ein dreidimensionales Geometriemodell einer Schikane, welches als standardisiertes Dateiformat vorliegt, kann der Bediener die Wirkflächen festlegen und dabei die

Freiheitsgrade bestimmen, um  $G$  für das Optimierungsverfahren zu definieren. Nach *Kapitel 2.4.2* liegen Objekte in der Physiksimulation in polygonaler Beschreibungsform vor, wobei für die Polygone Dreiecke verwendet werden. Dadurch können die Objekte durch eine Menge an Eckpunkten beschrieben werden (*Abbildung 9*). Innerhalb des entwickelten Software-Prototypen werden diese Eckpunkte nach Vorgabe des Random Search Algorithmus um einen gewissen Betrag in eine definierte Richtung entsprechend der festgelegten Freiheitsgrade der Wirkflächen verschoben und dadurch die Gestalt der Schikane variiert.

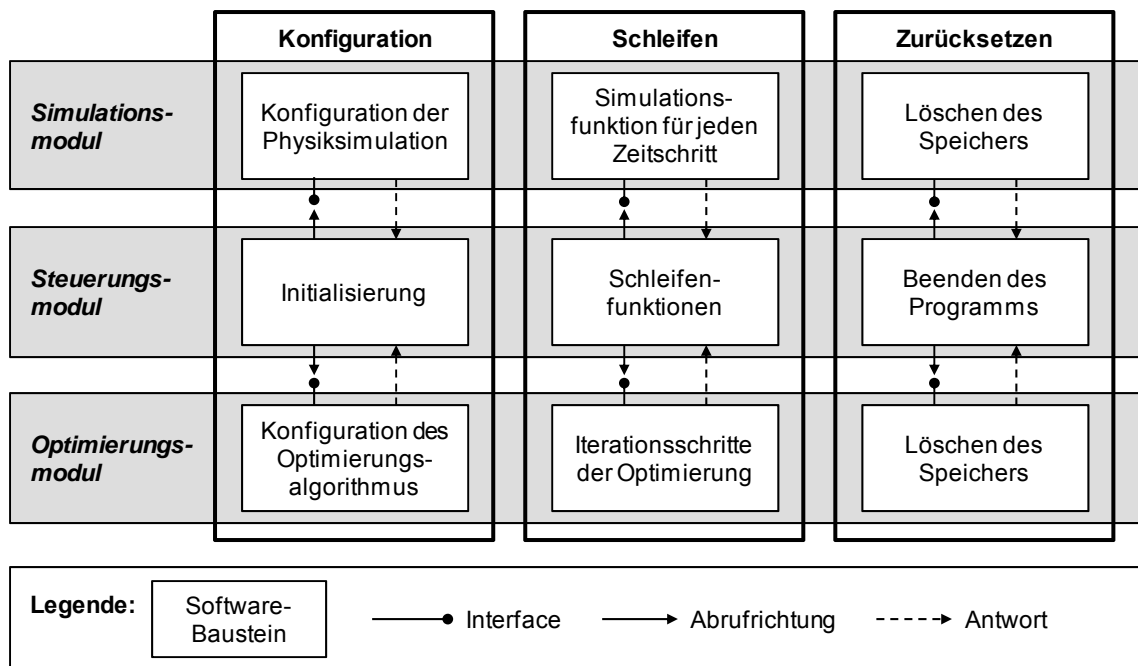


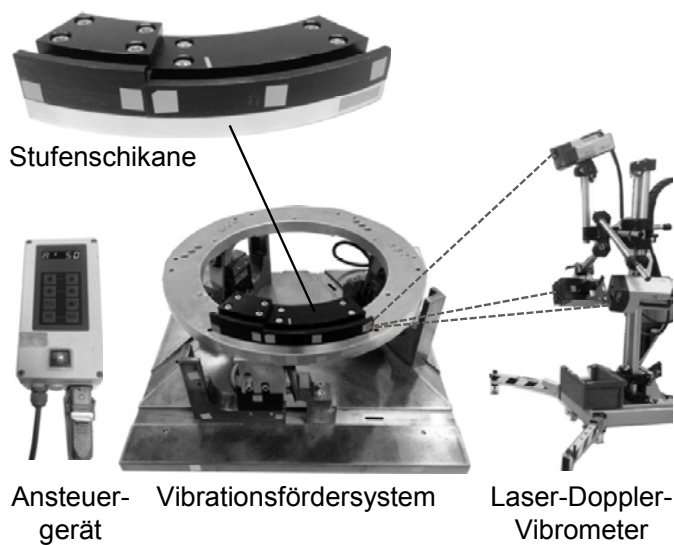
Abbildung 18: Software-Architektur für die automatisierte Gestaltoptimierung

### 5.4.3 Validierung

Bei der Validierung des Fördergutverhaltens in *Kapitel 4.5.3* wurde auf die Arbeiten von FRANK (1975) und SWIFT & REDFORD (1978) verwiesen, welche Analysen zur geometrischen Klassifizierung von Werkstücken durchführten. Für eine aussagekräftige Validierung der Annahmen in *Kapitel 5.2* und der darauf basierenden Optimierung in *Kapitel 5.3* werden die Analyseergebnisse erneut aufgegriffen. Etwa 60 % der in der automatisierten Produktion gehandhabten Werkstücke weisen eine annähernd zylindrische Grundform auf und weitere 30 % eine quaderförmige (FRANK 1975; SWIFT & REDFORD 1978). Weiterhin zeigt FRANK (1975) in seinen Untersuchungen auf, dass die Stufenschikane eine in der industriellen Praxis häufig eingesetzte aktive Ordnungslösung in VWF darstellt. Für die Validierung der Ge-

staltoptimierung wurde die Stufenschikane als repräsentatives Ordnungselement gewählt. Als repräsentative Fördergüter wurden der Rohling einer Schraube (vgl. *Kapitel 4.5.3*) sowie einfache Quader gewählt. Der Schraubenrohling hat in den Grundabmaßen einen Durchmesser von 8,76 mm und eine Länge von 12,82 mm. Die Quader besitzen die Abmaße 8 x 8 x 12 mm. Beide Fördergüter sind aus dem Werkstoff Stahl gefertigt. Die Stufenschikane ist aus dem Werkstoff Polyamid. Die *Abbildung 19* zeigt den Überblick des experimentellen Aufbaus. Die Stufenschikane ist an ein Vibrationsfördersystem montiert, welches dem Aufbau nach *Abbildung 1* entspricht. Die Schwingungen werden über drei vertikal angeordnete und gleichmäßig über dem Umfang verteilte Elektromagneten bei doppelter Netzfrequenz erzeugt. Die Schwingungsamplitude wurde mit einem Ansteuergerät eingestellt. Die Schwingungsamplituden wurden in 13 Punkten mit dem 3D Scanning Laser-Doppler-Vibrometer (PSV-400-3D) der Firma Polytec berührungslos gemessen.

(a) Versuchsaufbau



(b) Fördergüter

	Schraubenrohling	Quader
Eingangsorientierung		
gewünschte Ausgangsorientierung		

*Abbildung 19: Überblick des experimentellen Aufbaus*

Insgesamt wurden zwei Validierungsszenarien verfolgt. Für den Schraubenrohling wurde ein vollfaktorieller Versuch durchgeführt, um die Annahmen aus *Kapitel 5.2* bezüglich des charakteristischen Verlaufs der Effizienz über der Schwingungsamplitude zu überprüfen. Hierbei wurden für drei unterschiedliche Stufenhöhen bei jeweils sechs verschiedenen Schwingungsamplituden die Ausgangsorientierungen sowohl im Experiment als auch in der Simulation dokumentiert. Die Eingangsorientierung der Schraube wurde stets wie in *Abbildung 19* dargestellt gewählt. Der Fokus lag auf der Analyse einer einzelnen Schraube. In jedem Experiment wurde die

Ausgangsorientierung 100 Mal erfasst und aufgrund der deutlichen Nichtlinearität des Förder- und Orientierungsprozesses wurde jedes Experiment gemäß dem Vorgehen in NGOI ET AL. (1997) fünf Mal wiederholt. Im zweiten Validierungsszenario wurde die automatisierte Gestaltoptimierung für eine Teilekette an Quadern angewendet. Hierbei wurde mit Hilfe des erarbeiteten Software-Prototypen automatisch ein Systemzustand gesucht, bei dem die liegend eingehenden Quader über eine optimale Stufenhöhe bei idealer Schwingungsamplitude zuverlässig aufgerichtet werden. Die gewünschte Ausgangsorientierung ist in *Abbildung 19* dargestellt. Die Ergebnisse des Optimierungsalgorithmus wurden anhand experimenteller Daten bewertet. Für beide Validierungsszenarien wurden die Parameter für die Physiksimulation wie Masse, Massenträgheitsmomente, Gleitreibungs- und Stoßkoeffizienten, Schwingungsamplitude und -frequenz aus Experimenten bestimmt (FETZNER 2012).

Für das erste Szenario zeigt *Abbildung 20* die Ergebnisse für die drei Stufenhöhen (1, 4 und 7 mm) bei den sechs verschiedenen Schwingungsamplituden (10 µm bis 70 µm), wobei auf der Abszisse die vertikale Amplitude angetragen ist.

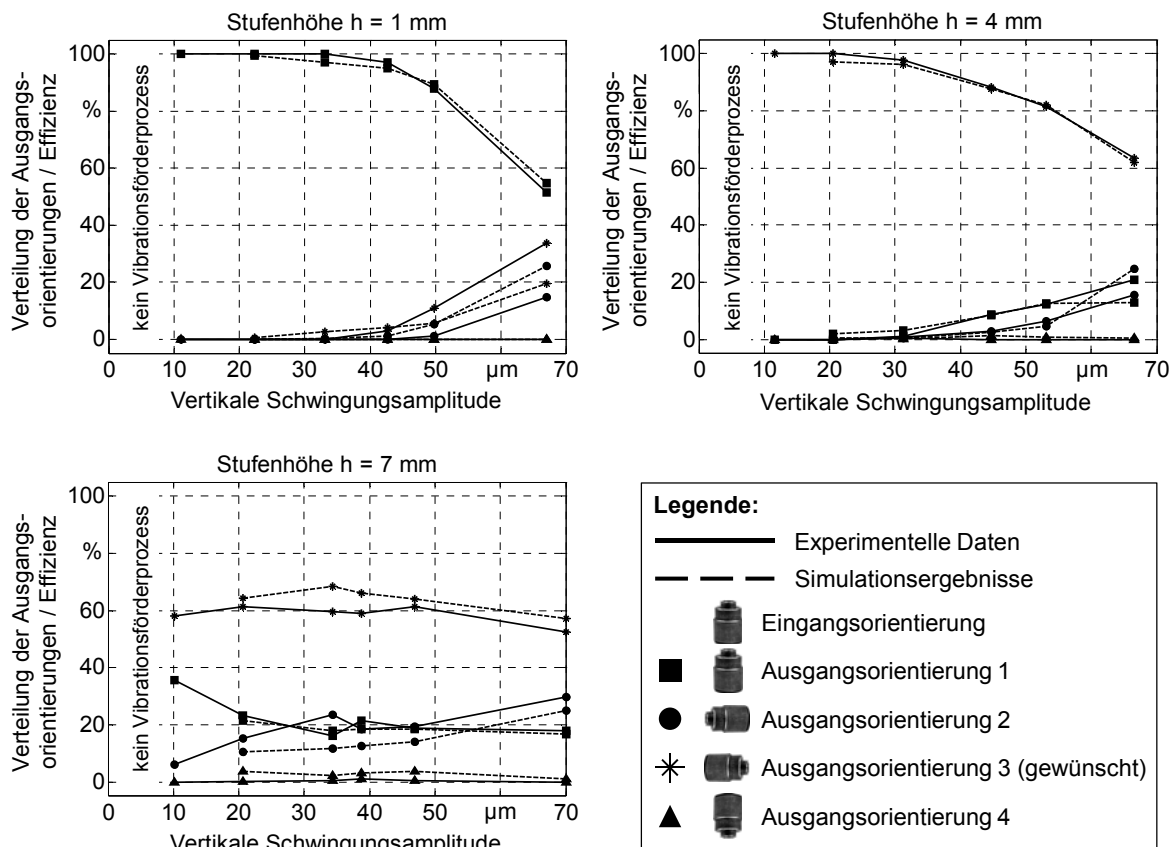


Abbildung 20: Vergleich zwischen Simulationsergebnissen und experimentellen Daten für den Schraubenrohling

In jedem der drei Diagramme ist der Mittelwert aus den fünf Wiederholungen für jede der vier möglichen Ausgangsorientierungen der Schraube dargestellt. Unter Berücksichtigung der Ordnungsaufgabe einer Stufenschikane und der gewünschten liegenden Ausgangsorientierung für das Fördergut können die Annahmen in *Kapitel 5.2* mit den ermittelten Kurven bestärkt werden. Allerdings werden in *Abbildung 20* auch die Grenzen der Physiksimulation bei der Simulation von Vibrationsförderprozessen deutlich. Während im Experiment bei der niedrigsten vertikalen Schwingungsamplitude von  $10\ \mu\text{m}$  das Fördergut noch äußerst langsam gefördert wurde, setzte der Förderprozess in der Simulation erst bei etwa  $20\ \mu\text{m}$  ein.

Für das zweite Validierungsszenario zeigt *Abbildung 21* die Funktionsverläufe für die mittlere Fördergeschwindigkeit  $\bar{v}$ , die mittlere Effizienz  $\bar{\varepsilon}$  und das Produkt aus beiden Zielfunktionen ( $\bar{v} \cdot \bar{\varepsilon}$ ). Die Funktionswerte wurden mit der Physiksimulation für die vom Random Search Verfahren bestimmten optimalen Stufenhöhen berechnet. Für die Werte der Effizienz über dem dargestellten Bereich der vertikalen Schwingungsamplitude haben sich unterschiedliche optimale Stufenhöhen ergeben. Der Parameterraum für die vertikale Schwingungsamplitude wurde von  $25\ \mu\text{m}$  bis  $100\ \mu\text{m}$  gewählt und in  $5\ \mu\text{m}$  Schritten diskretisiert. Bei der Stufenhöhe wurde ein Bereich von  $4,0\ \text{mm}$  bis  $10,0\ \text{mm}$  in einer Diskretisierung von  $0,5\ \text{mm}$  gewählt. Die maximale Anzahl an Iterationsschritten für den Random Search Algorithmus wurde mit 500 festgesetzt. Das Programm wurde mit einem Standard Business Computer mit einem 64-bit Betriebssystem, 4,00 GB RAM und einem Intel® Core™ i5 CPU M 520 2,40 GHz ausgeführt. Neben der Rechenleistung und der benötigten Rechenkapazität für die Visualisierung des physikbasierten Simulationsmodells hängt die Rechenzeit für jeden Optimierungsschritt zudem von der vertikalen Schwingungsamplitude und folglich der mittleren Fördergeschwindigkeit des Förderguts ab. Im Falle einer hohen Schwingungsamplitude von  $100\ \mu\text{m}$  benötigt ein simulationsgestützter Optimierungsschritt etwa 7 s, während hingegen bei einer niedrigen Amplitude von  $25\ \mu\text{m}$  etwa 22 s beansprucht werden.

Anhand der *Abbildung 21* kann aufgezeigt werden, dass bei Verzicht auf eine Mindest-Effizienz, also  $\bar{\varepsilon} = 0$  (*Gleichung (5.13)*), das optimale Betriebsverhalten der Schikane bei  $70\ \mu\text{m}$  liegt. Dabei besitzt die Schikane eine optimale Stufenhöhe von  $8,0\ \text{mm}$ . Ein Vergleich dieses simulationsgestützt bestimmten Betriebszustandes mit experimentellen Daten zeigt eine Abweichung von 8,4 %. Sofern vom Bediener eine Mindest-Effizienz von beispielsweise  $\bar{\varepsilon} = 0,9$  gefordert wird, liegt das Optimum bei einer Schwingungsamplitude von  $25\ \mu\text{m}$  und einer Stufenhöhe von  $7,5\ \text{mm}$ . Durch den Vergleich zwischen diesem Simulationsergebnis und experimentellen Daten konnte eine Abweichung von 2,2 % berechnet werden.

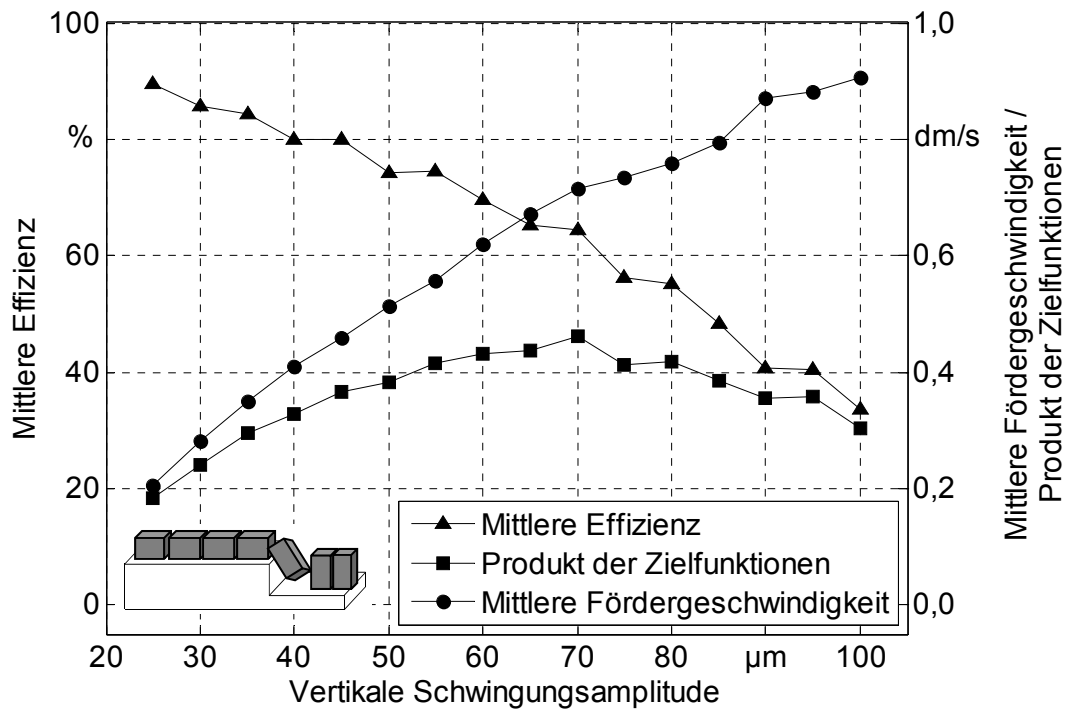


Abbildung 21: Ergebnis der automatisierten Gestaltoptimierung für die Quader

## 5.5 Zusammenfassung

Für die Reduzierung des Trial-und-Error-basierten Vorgehens im Rahmen einer simulationsgestützten Anpassung des Betriebsverhaltens von Ordnungsschikanen wurde auf Basis grundlagenwissenschaftlicher Erkenntnisse eine automatisierte Gestaltoptimierung erarbeitet. Im Rahmen einer verallgemeinerten Systemanalyse wurden die Einflussgrößen auf das Fördergutverhalten in Schikanen bestimmt und die Funktionalität einer Schikane mit zwei Zielfunktionen beschrieben. Das formulierte Optimierungsproblem weist die Eigenschaften der Nichtlinearität und der Nichtkonvexität auf und ist hinsichtlich der Zielfunktionen sowie des Designvektors multidimensional. Durch geeignete Annahmen über den Verlauf der Zielfunktionen über der Schwingungsamplitude konnte eine Entkopplung des Designvektors und damit eine Reduzierung der Komplexität des Optimierungsproblems erzielt werden. Insgesamt wird das Optimierungsproblem mit der Random Search Methode gelöst, wobei die Zielfunktionswerte mit Hilfe der erarbeiteten Berechnungsverfahren auf Basis der Physiksimulation bestimmt werden. Eine automatisierte Auswahl der besten Lösung bei dem Auftreten mehrerer globaler Optima konnte mit Hilfe einer Faltungsfunktion erreicht werden. Die Simulationsergebnisse wurden mittels eines Software-Prototypens berechnet und konnten in einem umfassenden Vergleich mit experimentellen Daten validiert werden.

## 6 Mechanisches Ersatzmodell für befüllte Vibrationswendelförderer

### 6.1 Überblick

Für eine durchgängige digitale Auslegung von Ordnungsschikanen wird ein Modell zur Abbildung der Betriebsschwingungen benötigt. Hierbei ist von großer Bedeutung, dass der Einfluss der Fördergutlast auf das Betriebsverhalten des VWF hinreichend Berücksichtigung findet. Die verfügbaren mechanischen Ersatzmodelle zur Berechnung der Betriebsschwingungen basieren weitgehend auf theoretischen Überlegungen und beschreiben einen spezifischen strukturellen Aufbau eines bestimmten VWF, wobei dieser im unbefüllten Zustand betrachtet wird (*Kapitel 2.2.3*). Im Rahmen dieses Kapitels werden die Ergebnisse aus einer umfassenden experimentellen Analyse von VWF dargelegt und der signifikante Einfluss der Fördergutlast auf das Betriebsverhalten anhand des Schwingwinkels gezeigt. Da eine Variation des Schwingwinkels einen bedeutenden Einfluss auf die Fördergeschwindigkeit und das Fördergutverhalten in einer Schikane haben kann (AHRENS 1983; BOOTHROYD 2005; ASHRAFIZADEH & ZIAEI-RAD 2013), werden die Wechselwirkungen zwischen Fördergutlast und Schwingwinkel detailliert analysiert. Auf Basis der Erkenntnisse aus den experimentellen Untersuchungen wird ein rechenzeiteffizientes mechanisches Ersatzmodell erarbeitet, welches auf eine Vielzahl von strukturellen Aufbauten von VWF übertragbar ist. Die folgenden Überlegungen und Erkenntnisse werden durch die Ergebnisse aus den studentischen Arbeiten von ZEHHERBAUER (2012), BRAUN (2012) und HELFENBEIN (2013) gestützt, die gemeinsam mit den Studierenden erarbeitet wurden.

## 6.2 Experimentelle Untersuchung des Betriebsverhaltens

### 6.2.1 Überblick über den experimentellen Aufbau

Für die experimentellen Analysen wurden zwei strukturelle Aufbauten von VWF betrachtet, die sich deutlich voneinander unterscheiden (*Abbildung 22*). Damit konnten die beobachteten physikalischen Effekte validiert werden. Beide VWF sind so ausgelegt, dass der Schwerpunkt von Nutz- und Gegenmasse auf der vertikalen Drehachse liegt und deshalb die statischen und dynamischen Unwuchten vernachlässigbar klein sind. Vor Versuchsbeginn wurden alle Systemkomponenten präzise ausgerichtet und alle Schrauben mit definierten Anzugsmomenten mit Hilfe eines

Drehmomentschlüssels fixiert. Für die beiden VWF kommen unterschiedliche Elektromagnete und Ansteuergeräte zum Einsatz, weshalb die Werte der eingestellten Erregeramplitude  $U$  nicht direkt vergleichbar sind. Mit beiden Ansteuergeräten lässt sich ein Erregeramplitudenbereich von 0 % bis 100 % einstellen. Die Werte beziehen sich jeweils auf die Spitzenspannung. Die physikalischen Parameterwerte für den VWF Typ 1 sind nicht einer Geheimhaltung unterlegen und sind im Anhang in den *Tabellen 9 bis 12* zu finden. Beide VWF wurden über die Gummifedern mit einem Fundament großer Masse verbunden, welches als ideal steif angenommen werden kann (*Abbildung 23*). Alle Messungen wurden mit dem 3D Scanning Laser-Doppler-Vibrometer (PSV-400-3D) der Firma Polytec durchgeführt.

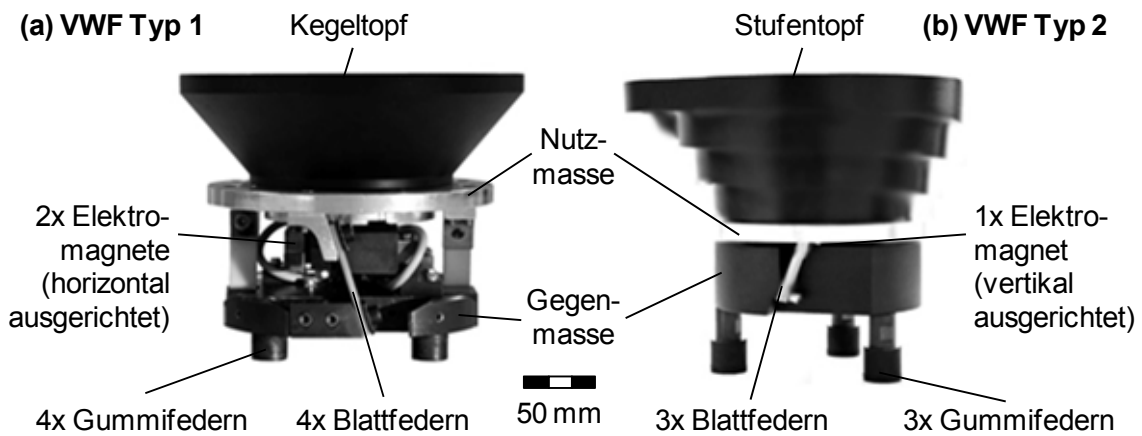


Abbildung 22: Betrachtete strukturelle Aufbauten

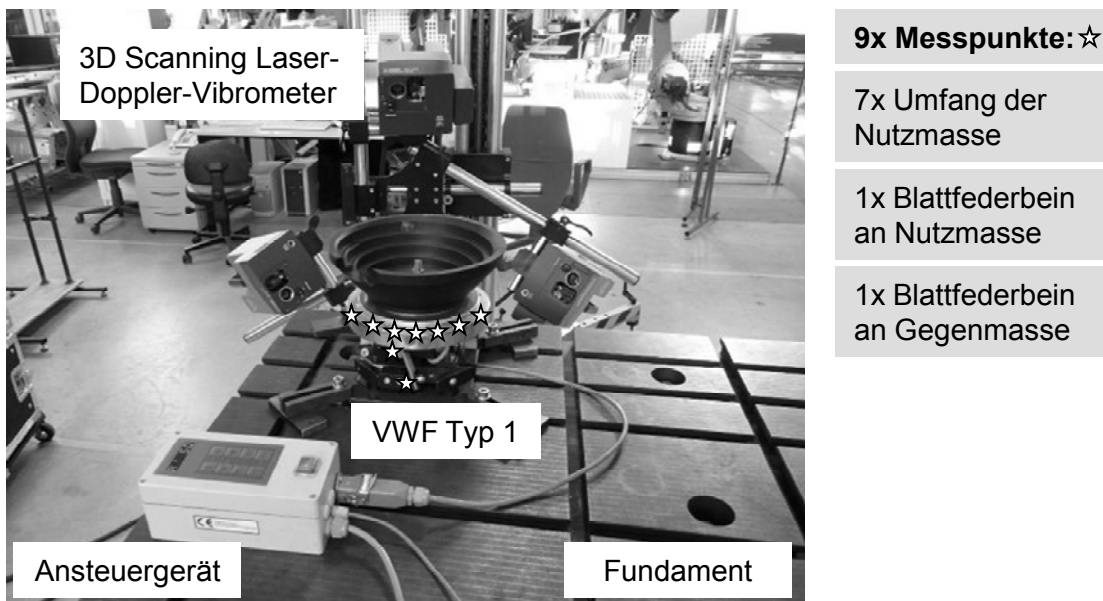
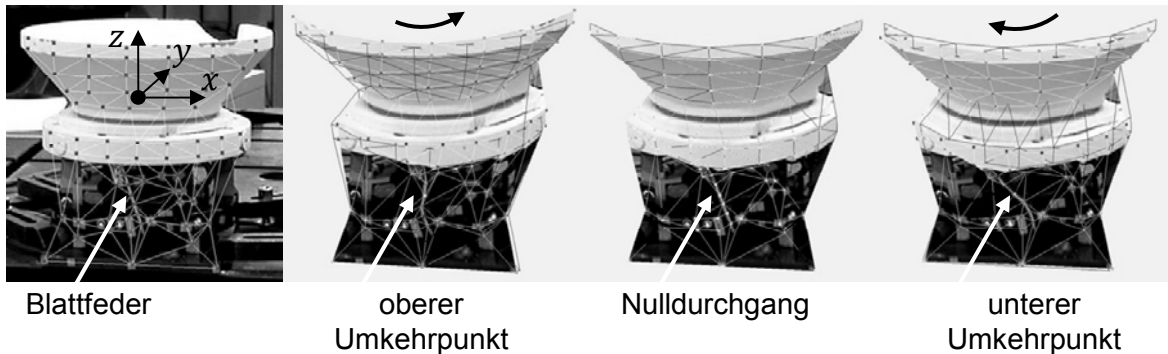


Abbildung 23: Versuchsaufbau mit einem 3D Scanning Laser-Doppler-Vibrometer am Beispiel des VWF Typ 1



### 6.2.2 Schwingungsanalyse ohne Fördergutlast

Mit dem beschriebenen experimentellen Aufbau wurde der VWF Typ 1 zunächst im unbefüllten Zustand in insgesamt 80 Punkten vermessen (*Abbildung 24*).



*Abbildung 24: Dreidimensionales Messmodell des VWF Typ 1 und Ausrichtung des Koordinatensystems (Deformation skaliert dargestellt)*

Für alle im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen wurde ein Kartesisches Koordinatensystem mit der in *Abbildung 24* gezeigten Ausrichtung gewählt, wobei die  $x$ -Achse tangential zum Fördertopf ausgerichtet ist und die  $y$ -Achse radial durch den Mittelpunkt des Fördertopfes verläuft.

Die *Abbildung 25 (a)* zeigt in einem Orbitalplot die räumliche Bewegung eines Punktes am oberen Rand des unbefüllten Fördertopfes für 500 Schwingungsperioden bei einer Erregeramplitude von  $U = 38\%$  sowie einer Betriebsschwingungsfrequenz von  $f_b = 102,4$  Hz. Hierbei bezeichnet  $\dot{x}(t)$  die tangentielle Geschwindigkeit in  $x$ -Richtung,  $\dot{y}(t)$  die radiale Geschwindigkeit in  $y$ -Richtung und  $\dot{z}(t)$  ist die vertikale Geschwindigkeit. Der Orbitalplot lässt die schraubenlinienförmige Bewegung des Fördertopfes erkennen, wobei der Verdrehwinkel um die  $z$ -Achse sehr klein ist. Die Steigung der Kurve ist näherungsweise konstant und an den Umkehrpunkten treten keine nennenswerten Schleifen auf. Dies ist auf die geringen statischen und dynamischen Unwuchten sowie auf die gleichmäßige Krafterregung mittels der Elektromagnete zurückzuführen.

Die *Abbildung 25 (b)* zeigt weiterhin einen Ausschnitt der Vibrationen des Förderkopfes im Zeitbereich. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass sowohl die radiale Komponente  $\dot{y}(t)$  als auch der Phasenversatz zwischen den Geschwindigkeitssignalen vernachlässigbar klein ist. Bei der Gegenmasse lassen die Beobachtungen identische Schlussfolgerungen zu.

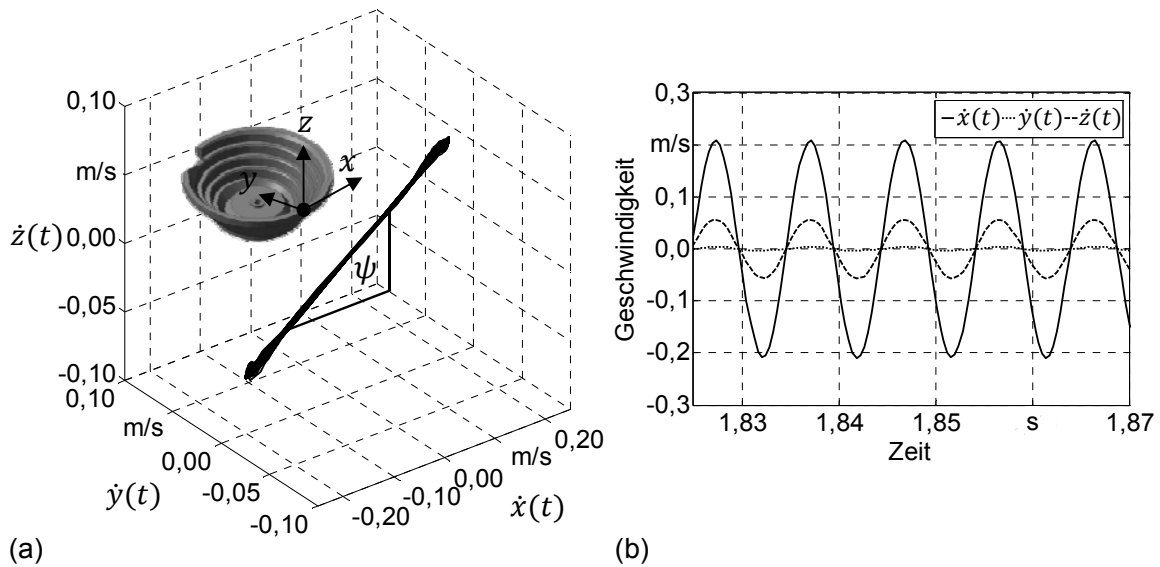


Abbildung 25: (a) Orbitalplot und (b) Schwingungen im Zeitbereich für einen Messpunkt am oberen Rand des Fördertopfes für VWF Typ 1: unbefüllt,  $U = 38 \%$ ;  $f_b = 102,4 \text{ Hz}$

### 6.2.3 Schwingungsanalyse unter Berücksichtigung der Fördergutlast

Für die Analyse des Einflusses der Fördergutlast auf das Betriebsschwingungsverhalten eines VWF wird dessen Fördertopf schrittweise mit Werkstücken gefüllt. In der industriellen Praxis ergibt sich zwischen Fördergut- und Nutzmasse ein typisches Verhältnis zwischen null bis eins (WIENDAHL & HABENICHT 1981). Für jeden geänderten Lastzustand des VWF werden die Schwingungen mit dem 3D Scanning Laser-Doppler-Vibrometer an Nutz- und Gegenmasse an den Federbeinen der Blattfeder sowie in sieben um den Umfang der Nutzmasse verteilten Punkten gemessen (Abbildung 23). Die wesentlichen Einflussgrößen auf das Betriebsschwingungsverhalten eines VWF bei gegebenem strukturellen Aufbau sind die Erregeramplitude  $U$  sowie die Erregerfrequenz  $f_{err}$  des Ansteuergerätes, das Betriebsfrequenzverhältnis  $\eta$  und die Last des in Form von Schüttgut vorliegenden Fördergutes.

#### 6.2.3.1 Evaluationsgröße Schwingwinkel

Nachdem AHRENS (1983), BOOTHROYD (2005) und ASHRAFIZADEH & ZIAEI-RAD (2013) zeigen, dass eine Variation des Schwingwinkels  $\psi$  einen bedeutenden Einfluss auf die Fördergeschwindigkeit und das Fördergutverhalten in einer Schikane haben kann, wird  $\psi$  zur Quantifizierung des Einflusses der Fördergutlast verwendet. Aus der Abbildung 25 geht hervor, dass die tangentielle Geschwindigkeit  $\dot{x}(t)$  und die vertikale Geschwindigkeit  $\dot{z}(t)$  für die Quantifizierung des Schwingungsverhal-

tens eines VWF ausreichend sind, da die radiale Komponente  $\dot{y}(t)$  vernachlässigbar klein ist. Aus den beiden Größen  $\dot{x}(t)$  und  $\dot{z}(t)$  kann prinzipiell mit der *Gleichung (2.2)* der Schwingwinkel  $\psi$  berechnet werden. Die zeitlichen Signale von  $\dot{x}(t)$  und  $\dot{z}(t)$  wurden in den Versuchen stets für jeden Messpunkt über eine Messzeit von 800 Millisekunden erfasst. Die *Abbildung 25 (b)* macht hierbei deutlich, dass mehrere Maxima und Minima für die Bestimmung von  $\dot{x}(t)$  und  $\dot{z}(t)$  und damit für  $\psi$  zur Verfügung stehen. Zudem sind selbst bei gut abgestimmten VWF mit sehr kleinen statischen und dynamischen Unwuchten marginale Phasenverschiebungen zwischen  $\dot{x}(t)$  und  $\dot{z}(t)$  in den Messsignalen nicht auszuschließen. Dadurch kann die Berechnung von  $\psi$  entweder durch die Verwendung der Maxima (oder Minima) von  $\dot{x}(t)$  zum Zeitpunkt  $t_x$  und dem dazugehörigen Wert von  $\dot{z}(t_x)$  oder umgekehrt erfolgen. Für eine belastbare und aussagekräftige Berechnung des Schwingwinkels wurde für beide Varianten der arithmetische Mittelwert über die  $I$  auftretenden Maxima und Minima nach den *Gleichungen (6.1)* und *(6.2)* gebildet.

$$\bar{\psi}_x^{Maxima} = \frac{1}{I} \sum_{i=1}^I \arctan \left( \frac{\dot{z}_i^{Maxima}(t_{\dot{x}_i})}{\dot{x}_i^{Maxima}(t_{\dot{x}_i})} \right), \quad (6.1)$$

für  $\bar{\psi}_x^{Minima}$ ,  $\bar{\psi}_z^{Maxima}$  und  $\bar{\psi}_z^{Minima}$  analog.

$$\bar{\psi}_x = \frac{\bar{\psi}_x^{Maxima} + \bar{\psi}_x^{Minima}}{2}, \quad \bar{\psi}_z = \frac{\bar{\psi}_z^{Maxima} + \bar{\psi}_z^{Minima}}{2} \quad (6.2)$$

Im Folgenden werden ausschließlich die Ergebnisse für  $\bar{\psi}_x$  präsentiert, da der Unterschied zwischen  $\bar{\psi}_x$  und  $\bar{\psi}_z$  als sehr klein bestätigt werden konnte. Ferner ist der Betrag von  $\dot{x}(t)$  ausgeprägter, als bei  $\dot{z}(t)$ . Aus den geringen Unterschieden zwischen  $\bar{\psi}_x$  und  $\bar{\psi}_z$  wird die Validität des Berechnungsverfahrens geschlussfolgert.

### 6.2.3.2 Einfluss der Fördergutlast

Für die beiden VWF Typ 1 und 2 wird der Fördertopf mit dem in *Abbildung 19* dargestellten Schraubenrohling befüllt, um den Einfluss der Fördergutlast auf die Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse zu analysieren. Die Befüllung erfolgt von 0 bis 3,0 kg in Schritten von 0,2 kg. Damit liegt für die jeweiligen Zustände der Quotient von Fördergut- zu Nutzmasse stets in dem von WIENDAHL & HABENICHT (1981) angegebenen Bereich. Die *Abbildung 26* zeigt das Messergebnis für beide VWF für eine typische Betriebseinstellung. Als typische Betriebseinstellung wird hier das Auftreten einer angemessenen Fördergeschwindigkeit für das betrach-

tete Fördergut bei konstanter Erregeramplitude  $U$  und -frequenz  $f_{err}$  bzw. konstanter Schwingungsamplitude  $A$  und -frequenz  $f_b$  verstanden.

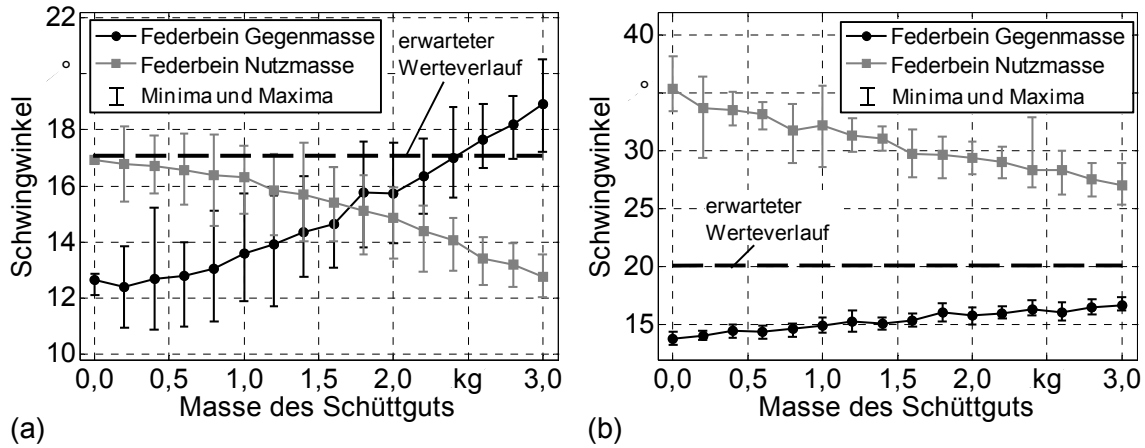
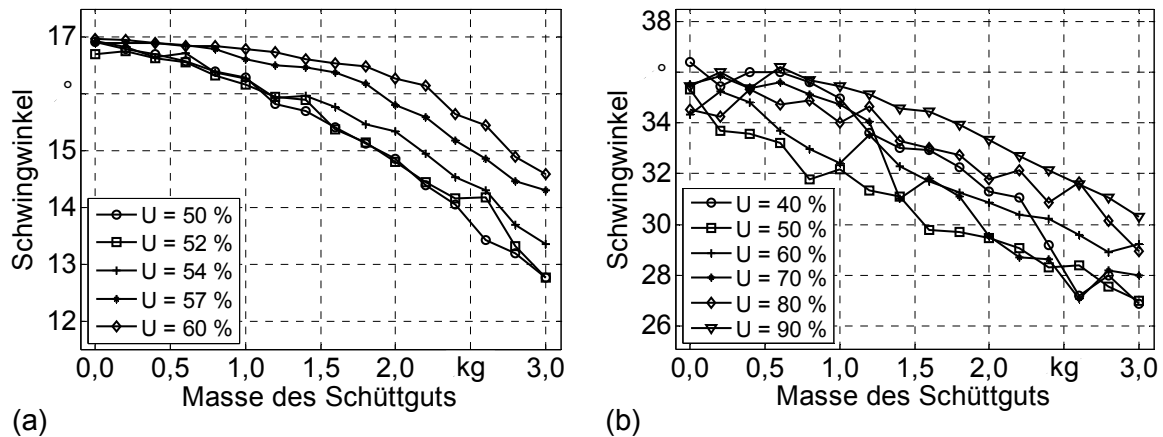


Abbildung 26: Schwingwinkel über Fördergutlast; (a) für VWF Typ 1:  $U = 50\%$ ;  $f_b = 104,4$  Hz; (b) für VWF Typ 2:  $U = 50\%$ ;  $f_b = 99,5$  Hz

In beiden Diagrammen ist der Verlauf von  $\psi$  über der Fördergutlast entgegen den Erwartungen, die sich aus den idealisierten Vorstellungen ableiten lassen (Kapitel 2.1), nicht konstant. Für die Nutzmassen fällt der Schwingwinkel deutlich ab, während dieser hingegen bei den Gegenmassen erkennbar ansteigt. Zudem besteht zwischen den gemessenen Schwingwinkeln an den Blattfederbeinen und deren mechanischen Anstellwinkel ein merklicher Unterschied.

Die Abbildung 27 stellt darüber hinaus den Einfluss von unterschiedlichen Erregeramplituden  $U$  auf das befüllte System bei konstanter Betriebsschwingungsfrequenz  $f_b$  dar. Für beide VWF ist ein Anstieg des Schwingwinkels bei Erhöhung der Erregeramplitude zu erkennen, insbesondere bei hohen Fördergutlasten. Natürlich ändert das Hinzugeben von Schüttgut in den Fördertopf die Eigenfrequenz  $f_{eigen}$  des Systems und damit auch die Schwingungsamplitude  $A$  in Abhängigkeit von der Art der Anregung über- oder unterkritisch (Kapitel 2.2.1). Daher sind die charakteristischen Verläufe in Abbildung 26 und Abbildung 27 in jedem Messpunkt von einer Änderung von  $A$  mit beeinflusst. Allerdings zeigt sich diese Veränderung von  $\psi$  für die Nutz- und Gegenmasse über der Fördergutlast gleichwohl ausgeprägt, wenn die Schwingungsamplitude  $A$  durch ein Nachkorrigieren über die Ansteuergeräte konstant gehalten wird. Zudem ist die Änderung der Schwingungsamplitude aufgrund der Zugabe von Fördergut erkennbar kleiner, als die aufgrund der Variation der Erregeramplitude hervorgerufene Änderung. Unter diesen Erkenntnissen und für eine effiziente Versuchsführung wurde die Amplitude in den Versuchseinstellungen für

die Messwerte in *Abbildung 26* und *Abbildung 27* nicht nachkorrigiert. Dies entspricht ferner dem klassischen Betriebsverhalten von VWF im industriellen Einsatz. Ein Erklärungsmodell für diesen Effekt ist im Rahmen der Erarbeitung der Massenmatrix für das mechanische Ersatzmodell in *Kapitel 6.3.2* präsentiert.



*Abbildung 27: Einfluss der Erregeramplitude und der Fördergutlast auf den Schwingwinkel der Nutzmasse; (a) für VWF Typ 1:  $f_b = 104,4$  Hz; (b) für VWF Typ 2:  $f_b = 99,5$  Hz*

In *Abbildung 28 (a)* ist für den VWF Typ 1 der Einfluss von unterschiedlichen Erregerfrequenzen  $f_{err}$  und damit verschiedenen Betriebsfrequenzverhältnissen  $\eta$  bei gleichbleibender Fördergutlast dargestellt. Für den ausschließlichen Einfluss von  $f_{err}$  bzw.  $\eta$  wurde die Schwingungsamplitude über das Ansteuergerät konstant gehalten. Der annähernd konstante Verlauf von  $\psi$  für die gezeigten Versuchseinstellungen lässt den Schluss zu, dass der Schwingwinkel für den betrachteten und industriell relevanten Bereich nicht von der Erregerfrequenz bzw. dem Betriebsfrequenzverhältnis abhängig ist.

Weiterhin zeigt die *Abbildung 28 (b)* für den VWF Typ 2 das Messergebnis der Schwingwinkeländerung in Abhängigkeit der Fördergutlast für die sieben um den Umfang der Nutzmasse verteilten Messpunkte (vgl. dazu *Abbildung 23*). Die Messergebnisse legen nahe, dass die durch die Befüllung mit Schüttgut verursachten statischen und dynamischen Unwuchten vernachlässigbar klein sind. Für jeden Zustand der Fördergutlast ist der Schwingwinkel über den Umfang in guter Näherung konstant. Bei einer entsprechenden Modellierung der Fördergutlast ist die Annahme, das Fördergut sei gleichmäßig im Fördertopf verteilt, durchaus zulässig. Ein experimenteller Nachweis darüber existierte bisher nicht.

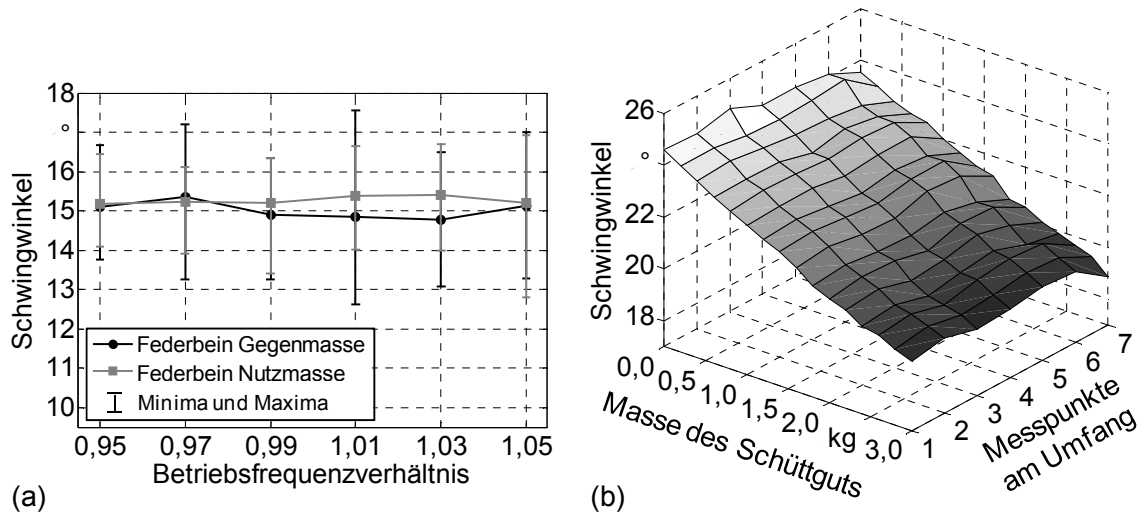


Abbildung 28: (a) Schwingwinkel über Betriebsfrequenzverhältnis für VWF Typ 1: Fördergutlast = 1,6 kg;  $U \rightarrow$  nachgeregelt im Bereich zwischen 44 % bis 74 %,  $f_{eigen} = 106,6$  Hz; (b) Schwingwinkel über Umfang der Nutzmasse bei unterschiedlicher Fördergutlast für VWF Typ 2:  $U = 50$  %;  $f_b = 99,5$  Hz

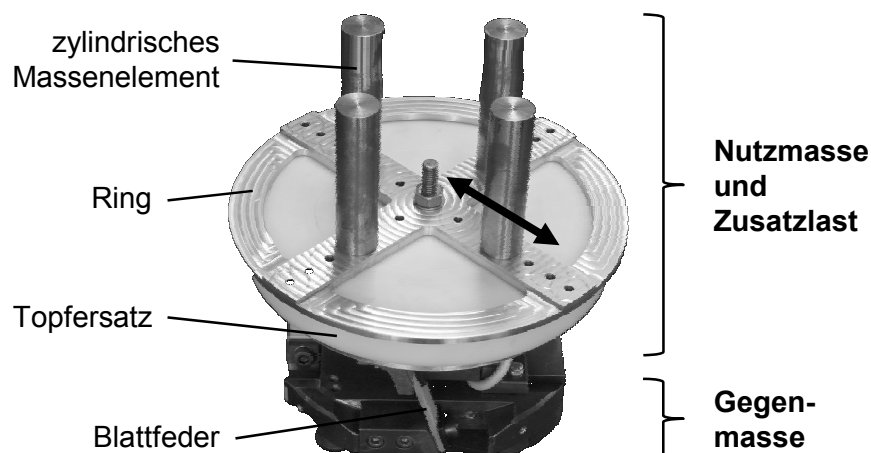
Aus den Untersuchungen geht hervor, dass der Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse eine Funktion der Fördergutlast und der Erreger- bzw. Schwingungsamplitude ist. Im Zusammenhang mit der Zielsetzung für die Modellierung der Betriebsschwingungen durch ein mechanisches Ersatzmodell müssen die Ursachen für diese Schwingwinkeländerungen analysiert werden. Hierbei können zwei mögliche Ursachen für die beobachteten Effekte verantwortlich sein. Zum einen bedeutet die Befüllung des Fördertopfes mit Schüttgut eine Erhöhung der statischen Last und damit der statischen Deformation aller Federelemente in der Struktur eines VWF. Nachdem die Materialparameter von Gummifedern und die Schrauben-Laschenverbindungen zwischen Blattfeder und Federbein gewisse Nichtlinearitäten aufweisen können (OKABE & YOKOYAMA 1981; LOY 2010), führt die statische Deformation aufgrund der Fördergutlast möglicherweise zu veränderten Steifigkeits- und Dämpfungswerten in diesen Verbindungselementen. Eine erhöhte Deformation der Federelemente aufgrund einer Steigerung der Erregeramplitude trägt ebenfalls dazu bei. Dies könnte eine Veränderung des Schwingwinkels verursachen. Die statische Deformation der Federelemente vor und nach der Befüllung des Fördertopfes ist sehr einfach bestimmbar. Messungen zeigen, dass die statische Deformation als vernachlässigbar klein angesehen werden kann.

Wird der Schwingwinkel zum anderen anhand seiner Definition nach Gleichung (2.2) bzw. (6.1) betrachtet, ist die Schwingwinkeländerung über der För-

dergutlast ein Resultat aus der Veränderung des Quotienten von  $\dot{z}(t)$  zu  $\dot{x}(t)$ . Da die stetige Zugabe und umgekehrt das stetige Ausgeben von Werkstücken die Masse und das Massenträgheitsmoment des Schüttgutes im Fördertopf gleichzeitig verändern können, werden diese Größen als separate mechanische Widerstände gegen die charakteristische, helixförmige Bewegung eines VWF gedeutet. Die Einflüsse dieser beiden Größen auf  $\psi$  wurden durch entsprechende Ersatzsysteme separat analysiert. Hierbei wurde der Einfluss der Erregeramplitude mit betrachtet. Die im Folgenden beschriebenen Ersatzsysteme basieren auf dem VWF Typ 1.

### 6.2.3.3 Einfluss des Massenträgheitsmoments

Für die Untersuchung des ausschließlichen Einflusses des Massenträgheitsmoments wurde das in *Abbildung 29* dargestellte Ersatzsystem entwickelt. Der Fördertopf wird durch ein zylindrisches Bauteil mit äquivalenter Masse und Massenträgheitsmoment um die vertikale Drehachse ersetzt. Das Schüttgut wird durch eine fest mit der Nutzmasse verbundene Zusatzlast ersetzt. Dieses System ermöglicht durch die radiale Positionierung von symmetrisch angeordneten, zylindrischen Massenelementen eine stufenweise Veränderung des Massenträgheitsmoments  $\theta_{zz}$  um die vertikale Drehachse bei gleichbleibender Masse  $m$ . Diese beträgt für den Ring mit den vier zylindrischen Massenelementen  $2,044 \text{ kg}$ . Für die Analysen wurden fünf verschiedene Versuchseinstellungen von  $\theta_{zz,1} = 0,005 \text{ kgm}^2$  bis  $\theta_{zz,5} = 0,025 \text{ kgm}^2$  in Schritten von  $\Delta\theta_{zz} = 0,005 \text{ kgm}^2$  betrachtet, wobei sich  $\theta_{zz}$  auf den Ring mit den Massenelementen bezieht. Der Fördertopfersatz und die restlichen Komponenten der Nutzmasse besitzen zusammen eine Masse von  $3,267 \text{ kg}$  und ein Massenträgheitsmoment von  $0,0174 \text{ kgm}^2$ .



*Abbildung 29: Ersatzsystem zur Variation des Massenträgheitsmoments der Nutzmasse bei gleichbleibender Masse*

In der *Abbildung 30 (a)* ist der Verlauf des Schwingwinkels  $\psi$  für die fünf Versuchseinstellungen der Zusatzlast bei gleichbleibender Masse und konstanter Erregeramplitude gezeigt. Im Gegensatz zu den identifizierten Charakteristiken beim Schüttgut steigt der Schwingwinkel der Nutzmasse, während  $\psi$  der Gegenmasse abnimmt. Die geringen Abweichungen der Minima und Maxima vom Mittelwert legen nahe, dass die starken Streuungen von  $\psi$  in *Abbildung 26* und *Abbildung 28* ausschließlich durch das Schüttgut verursacht werden.

Der in *Abbildung 30 (a)* beobachtete Effekt kann durch die Betrachtung des Massenträgheitsmoments der Zusatzlast als mechanischer Widerstand gegen Rotation erklärt werden. Hierfür sei eine neue spezifische Größe zur Charakterisierung von Vibrationswendelförderern eingeführt, der *relative mechanische Widerstand*  $\Pi$ , beschrieben in *Gleichung (6.3)*.  $\Pi$  ist das Verhältnis von der Masse  $m$  der schwingenden Nutzmasse inklusive der starr verbundenen Zusatzlast oder der Gegenmasse eines VWF zu deren entsprechenden Massenträgheitsmoment um die vertikale Drehachse  $\theta_{zz}$ .

$$\Pi = \frac{m}{\theta_{zz}},$$

zum Beispiel

(6.3)

$$\Pi_{Nutz} = \frac{m_{Nutz}}{\theta_{Nutz,zz}}, \Pi_{Gegen} = \frac{m_{Gegen}}{\theta_{Gegen,zz}}.$$

Sobald  $\theta_{zz}$  bei gleichbleibender Masse  $m$  zunimmt, reduziert sich der relative Widerstand gegen die vertikale Translationsbewegung, bezogen auf die Drehbewegung der Nutzmasse. Dabei wird das Verhältnis von  $\dot{z}(t)$  zu  $\dot{x}(t)$  verändert und damit variiert  $\psi$  der Nutz- und Gegenmasse eines Vibrationswendelförderers in Abhängigkeit von der eingebrachten Zusatzlast.

Mit dem in *Abbildung 29* dargestellten Ersatzsystem wurde weiterhin der Einfluss der Erregeramplitude  $U$  für die Versuchseinstellung  $\theta_{zz,1} = 0,005 \text{ kgm}^2$  untersucht. Im Gegensatz zu den Untersuchungen mit Schüttgut zeigt sich in *Abbildung 30 (b)*, dass der Schwingwinkel von der Erregeramplitude unabhängig ist, wenn die Zusatzlast mit der Nutzmasse fest verbunden ist.



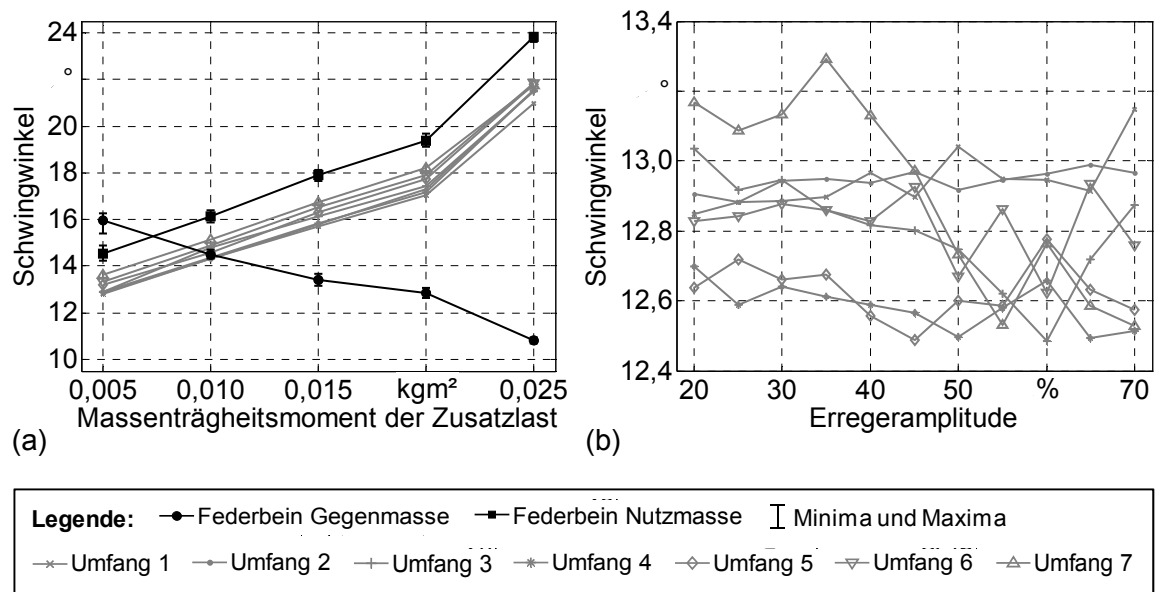


Abbildung 30: (a) Schwingwinkel über Massenträgheitsmoment bei konstanter Masse für Ersatzsystem VWF Typ 1:  $U = 60\%$ ;  $f_b = 86,6\text{ Hz} \rightarrow$  konstant; (b) Schwingwinkel über Erregeramplitude bei konstanten Massenträgheitsmoment und Masse für Ersatzsystem VWF Typ 1:  $\theta_{zz} = 0,005\text{ kgm}^2$ ;  $f_b = 100,0\text{ Hz}$ ;  $f_{eigen} = 101,0\text{ Hz}$ ;  $\eta = 0,99$

### 6.2.3.4 Einfluss der Masse

Für die Analyse des ausschließlichen Einflusses der Masse wurde das in *Abbildung 29* präsentierte Ersatzsystem adaptiert, indem die Zusatzlast durch die in der folgenden *Abbildung 31* dargestellten Platten ersetzt wurde. Mit Hilfe der Platten wurden entsprechende Analysen für fünf verschiedene Versuchseinstellungen von  $m_1 = 0,9\text{ kg}$  bis  $m_5 = 5\text{ kg}$  in Schritten von  $\Delta m = 1\text{ kg}$  bei konstantem Massenträgheitsmoment von  $\theta_{zz} = 0,015\text{ kgm}^2$  durchgeführt.

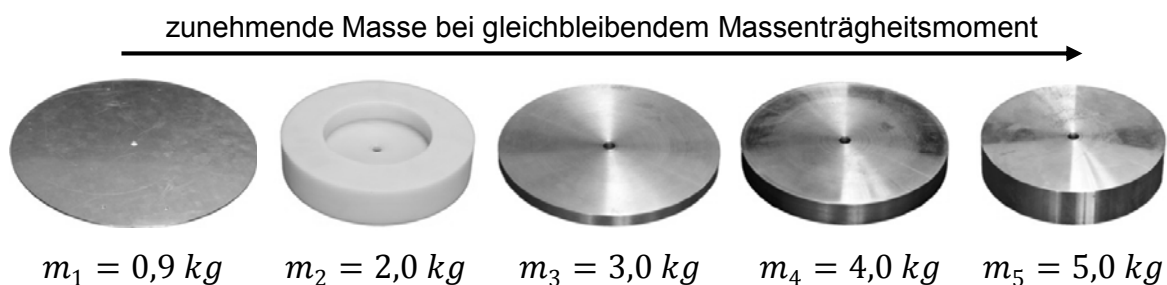
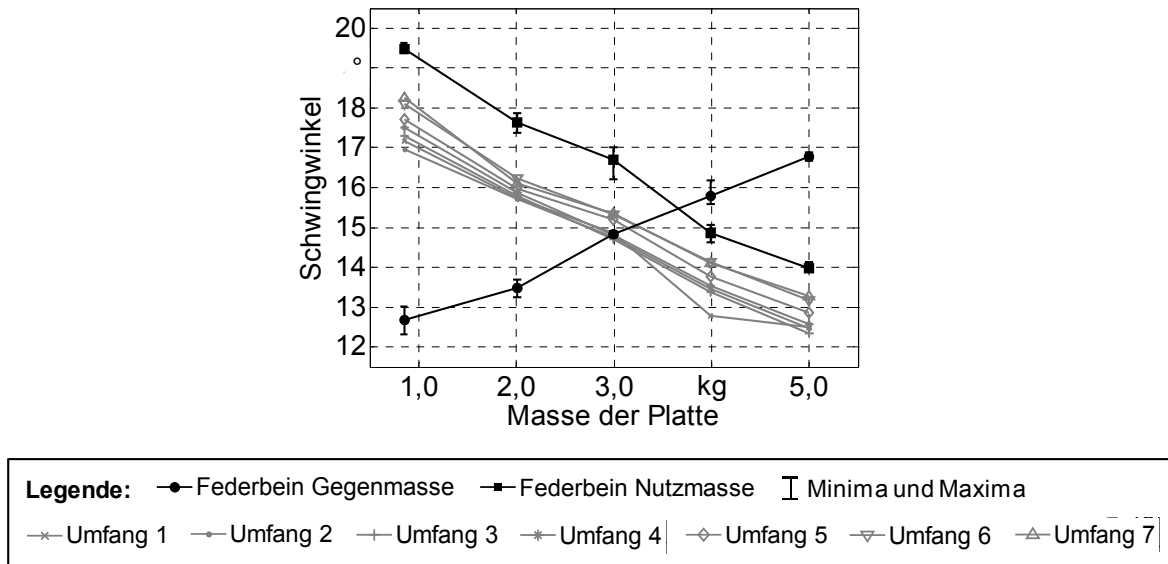


Abbildung 31: Platten zur Variation der Masse bei gleichbleibendem Massenträgheitsmoment der Nutzmasse

Die *Abbildung 32* zeigt die Messergebnisse für die fünf Versuchseinstellungen. Die Verläufe lassen erkennen, dass  $\psi$  der Nutzmasse analog zum Schüttgut fällt und bei der Gegenmasse ansteigt. Diese Beobachtung kann ebenfalls anhand der Betrachtung des steigenden relativen mechanischen Widerstandes  $\Pi$  erklärt werden.



*Abbildung 32: Schwingwinkel über Masse bei konstantem Massenträgheitsmoment für Ersatzsystem VWF Typ 1: (a)  $U = 60\%$ ;  $f_b = 89,6\text{ Hz}$  → konstant*

Die Messergebnisse für die Ersatzsysteme lassen auf die in *Gleichung (6.4)* und *(6.5)* dargestellten funktionalen Zusammenhänge für den Einfluss der Fördergutlast auf das Betriebsschwingungsverhalten von VWF schließen. Für den Sonderfall einer mit der Nutzmasse starr verbundenen Zusatzlast gilt für den Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse eines VWF

$$\psi = \psi(\Pi). \tag{6.4}$$

Handelt es sich bei der Zusatzlast um in Form von Schüttgut vorliegende Werkstücke, gilt allgemein für den Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse eines VWF

$$\psi = \psi(\Pi(U, t)). \tag{6.5}$$

Diese funktionalen Zusammenhänge liefern die Grundlage für ein Erklärungsmodell zur Beschreibung der Amplitudenabhängigkeit des Schwingwinkels. Dies ist ausführlich in *Kapitel 6.3.2* im Rahmen der Erarbeitung der Massenmatrix für die Bewegungsdifferentialgleichung erläutert. Zunächst werden die Untersuchungsergebnisse zusammengefasst und für die anschließende Modellbildung aufbereitet.

### 6.2.4 Zusammenfassung der Untersuchungsergebnisse und Empfehlungen für die Auslegung von VWF

Für eine durchgängige digitale Auslegung von Ordnungsschikanen für VWF ist ein Modell zur Abbildung der Betriebsschwingungen erforderlich. Bestehende mechanische Ersatzmodelle für VWF wurden im Allgemeinen anhand theoretischer Betrachtungen und für einen spezifischen strukturellen Aufbau erarbeitet. Deshalb wurden im Rahmen dieser Arbeit für zwei unterschiedliche VWF umfassende experimentelle Analysen vorgestellt. Hierbei wurden die VWF sowohl im unbefüllten, als auch im befüllten Zustand mit Hilfe berührungsloser Messverfahren analysiert, um experimentelle Nachweise über bestehende Annahmen bei der Modellbildung zu prüfen und zudem den Einfluss der Befüllung auf das Schwingungsverhalten zu verstehen. Die wesentlichen Erkenntnisse sind im Folgenden zusammengefasst.

#### Erkenntnisse über VWF im unbefüllten Zustand:

- Für unbefüllte VWF ist die Steigung der Bahnkurve von Nutz- und Gegenmasse konstant und an den Umkehrpunkten treten keine nennenswerten Schleifen auf.
- Die radiale Komponente und der Phasenversatz zwischen den Zeitsignalen von tangentialer, radialer und vertikaler Bewegung von Nutz- und Gegenmasse können als vernachlässigbar klein betrachtet werden.

Diese Erkenntnisse sind gültig, wenn die statischen und dynamischen Unwuchten klein sind und eine gleichmäßige Krafterregung vorherrscht.

#### Erkenntnisse über VWF im befüllten Zustand:

- Der Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse ändert sich mit steigender Fördergutlast signifikant. In Abhängigkeit von der Befüllung, aber auch von den Parametern Masse und Massenträgheitsmoment von Nutz- und Gegenmasse, muss  $\psi$  an der Stelle der Blattfedereinspannung nicht zwangsweise dem Anstellwinkel der Blattfeder entsprechen. Vielmehr ist die nach bisherigem Kenntnisstand vorherrschende Beziehung  $\psi(r_P = r_{BF}) = \gamma$  (Kapitel 2.2.1) als Sonderfall zu sehen.
- Der Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse steigt bei konstanter Fördergutlast und einer Erhöhung der Erregeramplitude  $U$  bzw. der Schwingungsamplitude  $A$ . Dieser Effekt tritt umso stärker auf, je höher die Fördergutlast ist. Die Schwingwinkeländerung durch die Erregeramplitude ist im Vergleich zur Änderung durch die Fördergutlast erkennbar geringer, weshalb der Einfluss durch die Fördergutlast als dominierend gesehen wird.

- Ist eine Zusatzlast allerdings fest mit der Nutzmasse verbunden, ist die Schwingwinkeländerung in jedem Lastzustand unabhängig von der Erregeramplitude  $U$  bzw. der Schwingungsamplitude  $A$ .
- Der Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse ist im betriebsrelevanten Parameterbereich der Erregerfrequenz  $f_{err}$  bzw. des Betriebsfrequenzverhältnisses von  $0,95 \leq \eta \leq 1,05$  unabhängig von diesen Größen.
- Die aufgrund der Befüllung mit Schüttgut verursachten statischen und dynamischen Unwuchten können als vernachlässigbar klein betrachtet werden. Damit gelten auch für befüllte VWF die gesamten Erkenntnisse über den unbefüllten Zustand.

Auf Basis dieses Wissensgewinns lassen sich sowohl für den unbefüllten als auch für den befüllten Zustand eines Vibrationswendelförderers Empfehlungen für dessen Auslegung ableiten.

### **Empfehlungen für die Auslegung der Struktur eines VWF im unbefüllten Zustand:**

- Soll ein Fördertopf mit einem bestimmten Schwingwinkel betrieben werden, ist für die Dimensionierung dieses Parameters nicht nur auf den Anstellwinkel der Blattfedern zu achten, sondern auch auf den relativen mechanischen Widerstand  $\Pi$ . Dieser ist für Nutz- und Gegenmasse zu bilden.
- Die Form des Fördertopfes und damit dessen Masse und Massenträgheitsmoment beeinflussen  $\Pi$  und können den resultierenden Schwingwinkel ändern. Darauf ist bei der Auswahl der Form des Fördertopfes (*Abbildung 2*) zu achten, wenn dieser an einem gegebenen, standardisierten Strukturaufbau eines VWF montiert wird.
- Die Integration von Ordnungsschikanen in einen Fördertopf kann zu statischen und dynamischen Unwuchten führen (LOY 2010), welche das Fördergutverhalten im Topf sowie die Funktionsfähigkeit einer Schikane negativ beeinflussen können. LOY (2010) bietet in seiner Arbeit ein exzellentes Vorgehen zum modellbasierten Auswuchten, um negative Taumelbewegungen des Fördertopfes zu kompensieren. Im Rahmen dieses Vorgehens werden zusätzliche Massenelemente so an den Topf fixiert, dass die Unwuchten vernachlässigbar klein werden. Unter Berücksichtigung der hier gewonnenen Erkenntnisse kann dieser Vorgang den resultierenden Schwingwinkel ändern. Ist es erforderlich, den Schwingwinkel beim Auswuchten unverändert zu lassen, sind die Massenelemente so zu wählen und anzubringen, dass der relative Widerstand  $\Pi$  näherungsweise konstant bleibt.

**Empfehlung für den Betrieb eines VWF im befüllten Zustand:**

- Das stetige Vereinzeln der Fördergüter aus dem Haufwerk und das geordnete Ausgeben ändern den Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse über die Betriebszeit. Für einen entsprechend robusten Förder- und Orientierungsprozess sollten die Zyklen für die Nachbefüllung des Topfes so gewählt werden, dass der Betrag der Schwingwinkeländerung keinen negativen Einfluss auf die Systemverfügbarkeit hat.

Insgesamt ist für die Beachtung dieser Empfehlungen, insbesondere bei der simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen, ein Modell zur Berechnung der Betriebsschwingungen sowie der Schwingwinkeländerung notwendig. Da dieser Effekt nicht strukturspezifisch ist, sondern bei VWF generell auftritt, soll das Modell neben einer entsprechend hohen Rechenzeiteffizienz auch übertragbar sein und darf nicht nur einen Sonderfall abbilden.

**6.3 Modellbildung und Validierung****6.3.1 Koordinatensysteme sowie Form- und Lageparameter**

Im Rahmen der Modellbildung erfolgt eine verallgemeinerte Betrachtung anhand einer abstrahierten Struktur eines VWF. Hierbei werden die voneinander unabhängigen geometrischen Parameter identifiziert, welche die Form und Lage von Blattfedern, Gummifedern und Elektromagneten eindeutig beschreiben. Durch diese Betrachtungsweise entsteht ein übertragbares Modell, das für eine Vielzahl an unterschiedlichen strukturellen Aufbauten von VWF anwendbar ist.

**Blattfeder**

Die *Abbildung 33* zeigt die abstrahierte Struktur eines VWF mit Fokus auf der Blattfeder. Es seien die drei ortsfesten Kartesischen Koordinatensysteme  $({}_1x, {}_1y, {}_1z)$ ,  $({}_2x, {}_2y, {}_2z)$  und  $({}_3x, {}_3y, {}_3z)$  sowie die sechs Punkte  $P_1$  bis  $P_6$  definiert. Die Form der Blattfeder (*BF*) kann durch die drei Parameter Länge  $l$ , Breite  $h$  und Dicke  $s$  beschrieben werden, wobei  $l$  die freie Länge der Blattfeder beschreibt, auf der diese sich deformieren kann. Demnach sind  $P_2$  und  $P_6$  die Punkte, in denen die Blattfeder eingespannt ist. Die Position und Orientierung der Blattfeder variiert bei den in der industriellen Praxis verfügbaren VWF deutlich. Insgesamt lässt sich die Lage der Blattfeder durch vier unabhängige geometrische Parameter beschreiben. Diese sind die Länge  $l$ , der Radius  $r_0$  zum Mittelpunkt  $P_4$  der Blattfeder, der An-

stellwinkel  $\gamma$  und die Offset-Position  $\delta_0$ . Damit können die restlichen Lageparameter wie die Offset-Winkel  $\phi_1$  und  $\phi_2$  sowie die Blattfederradien  $r_1$  und  $r_2$  berechnet werden.

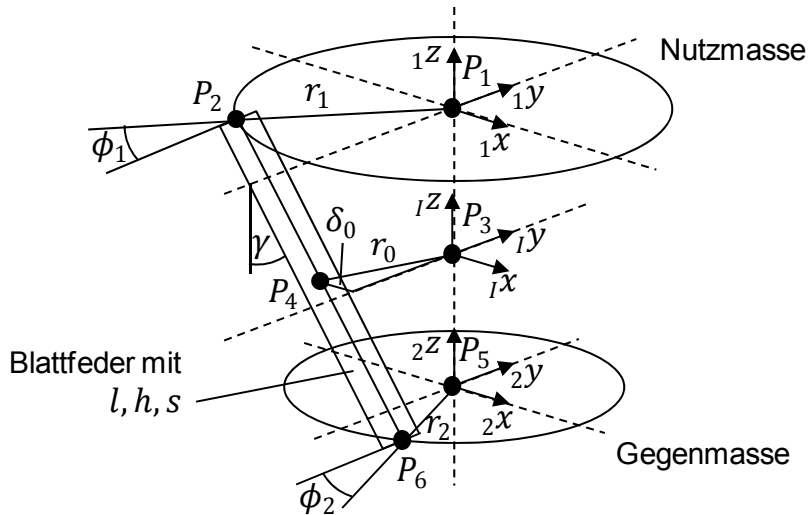


Abbildung 33: Koordinatensysteme sowie Form- und Lageparameter der Blattfeder

Für deren Berechnung werden die formalen Zusammenhänge in den Gleichungen (6.7) bis (6.10) präsentiert. Die Definitionsmengen für die vier Lageparameter der Blattfeder sind  $l, r_0 \in \mathcal{R}^+$ ,  $\delta_0 \in \mathcal{R} \wedge |\delta_0| < r_0$  und  $\gamma \in (-90^\circ, 90^\circ)$ . Die in Abbildung 33 dargestellten skalaren Größen  $r_1$  und  $r_2$  können über die Bestimmung der Vektoren  ${}_I(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2)$  und  ${}_I(\mathbf{P}_5\mathbf{P}_6)$ , beschrieben im Koordinatensystem  $({}_Ix, {}Iy, {}Iz)$ , berechnet werden. In Gleichung (6.6) sind die dafür notwendigen Vektoren aufgestellt.

$$\begin{aligned} {}_I(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_3) &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{2}l \cos \gamma \end{bmatrix}^T, \quad {}_I(\mathbf{P}_3\mathbf{P}_4) = \begin{bmatrix} \delta_0 & -\sqrt{r_0^2 - \delta_0^2} & 0 \end{bmatrix}^T, \\ {}_I(\mathbf{P}_4\mathbf{P}_2) &= \begin{bmatrix} -\frac{1}{2}l \sin \gamma & 0 & \frac{1}{2}l \cos \gamma \end{bmatrix}^T, \quad {}_I(\mathbf{P}_5\mathbf{P}_3) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{2}l \cos \gamma \end{bmatrix}^T, \\ {}_I(\mathbf{P}_4\mathbf{P}_6) &= \begin{bmatrix} \frac{1}{2}l \sin \gamma & 0 & -\frac{1}{2}l \cos \gamma \end{bmatrix}^T \end{aligned} \quad (6.6)$$

Die skalare Größe  $r_1$  ergibt sich zu

$$\begin{aligned} r_1 &= \|{}_I(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2)\| = \|{}_I(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_3) + {}_I(\mathbf{P}_3\mathbf{P}_4) + {}_I(\mathbf{P}_4\mathbf{P}_2)\|, \\ r_1 &= \left\| \begin{bmatrix} \delta_0 - \frac{1}{2}l \sin \gamma & -\sqrt{r_0^2 - \delta_0^2} & 0 \end{bmatrix}^T \right\|. \end{aligned} \quad (6.7)$$

Die skalare Größe  $r_2$  ergibt sich zu

$$r_2 = \|\mathbf{I}(\mathbf{P}_5\mathbf{P}_6)\| = \|\mathbf{I}(\mathbf{P}_5\mathbf{P}_3) + \mathbf{I}(\mathbf{P}_3\mathbf{P}_4) + \mathbf{I}(\mathbf{P}_4\mathbf{P}_6)\|, \quad (6.8)$$

$$r_2 = \left\| \begin{bmatrix} \delta_0 + \frac{1}{2}l \sin \gamma & -\sqrt{r_0^2 - \delta_0^2} & 0 \end{bmatrix}^T \right\|.$$

Der Offset-Winkel  $\phi_1$  kann durch das Skalarprodukt aus  $\mathbf{I}(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2)$  und dem negativen Einheitsvektor in  ${}_I y$ -Richtung, geteilt durch das Produkt der Beträge der beiden Vektoren, berechnet werden.

$$\cos \phi_1 = \frac{\mathbf{I}(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2) \cdot (-{}_I \mathbf{e}_y)}{r_1} = \frac{\sqrt{r_0^2 - \delta_0^2}}{r_1} \quad (6.9)$$

Analog gilt für die Berechnung von  $\phi_2$

$$\cos \phi_2 = \frac{\mathbf{I}(\mathbf{P}_5\mathbf{P}_6) \cdot (-{}_I \mathbf{e}_y)}{r_2} = \frac{\sqrt{r_0^2 - \delta_0^2}}{r_2}. \quad (6.10)$$

Aufgrund der Eigenschaften der arccos-Funktion ergibt sich für die Offset-Winkel eine Wertemenge von  $\phi_1, \phi_2 \in [0, 90^\circ)$ . Anhand der *Gleichungen (6.7) bis (6.10)* lassen sich beliebige Formen und Lagen einer Blattfeder für unterschiedliche Strukturen von VWF beschreiben.

### Gummifeder und Elektromagnet

Die für VWF eingesetzten Gummifedern (*GF*) besitzen im Allgemeinen eine zylindrische Grundform und können als rotationssymmetrisch betrachtet werden, wie *Abbildung 34 (a)* zeigt. Ihre Form ist durch die Höhe und den Durchmesser eindeutig beschrieben. Die Lage der Gummifeder ist durch den Abstand  $r_{GF}$  zur Drehachse des VWF definiert. Die Orientierung der Gummifeder ist aufgrund der Rotationssymmetrie für die Betrachtungen hier nicht relevant.

Nach AVITEQ VIBRATIONSTECHNIK GMBH (2011) haben sich VWF mit elektromagnetischem Antrieb „*inzwischen weitgehend durchgesetzt und zwar in fast allen Zweigen der Industrie*“. Die *Abbildung 34 (b)* zeigt eine abstrahierte Darstellung eines Elektromagneten (*EM*) für VWF. Für das angestrebte übertragbare Modell relevante Form- und Lageparameter sind die Mittelpunkte und Anzahl  $i = 1 \dots I$  der Pole sowie deren Abstände  $\rho_i \in \mathcal{R}_0^+$  und  $\kappa_i \in \mathcal{R} \wedge |\kappa_i| \leq \rho_i$  zur Drehachse. Des Weiteren ist die Orientierung der flächigen Pole von Bedeutung, beschrieben durch die Parameter  $\beta \in [0^\circ; 180^\circ]$  und  $\tau \in [0^\circ; 360^\circ)$ .

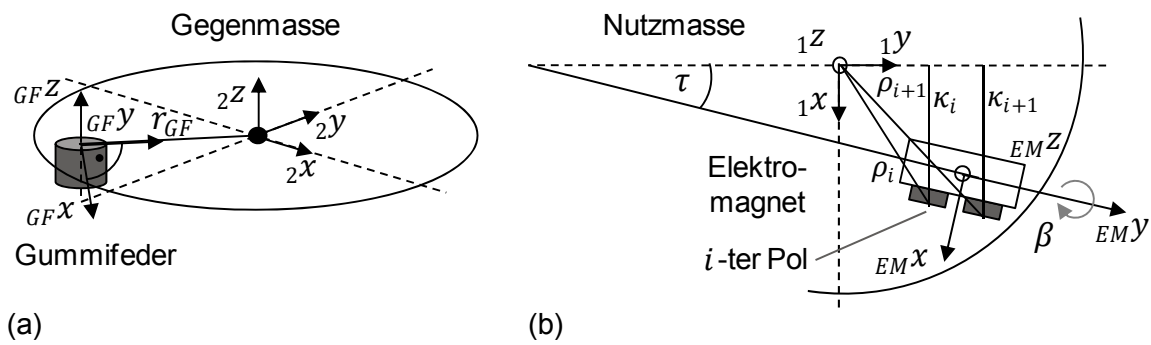


Abbildung 34: Koordinatensysteme sowie Form- und Lageparameter: (a) Gummifeder; (b) Elektromagnet

### 6.3.2 Modellannahmen, Freiheitsgrade und Modellbildung

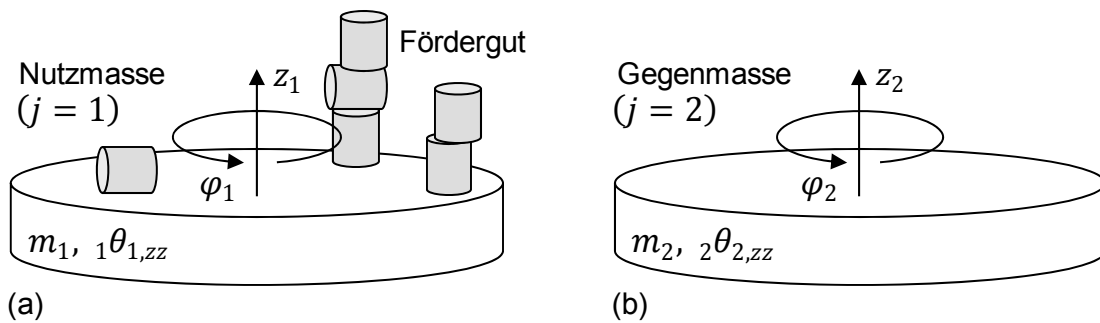
Für die Erarbeitung eines mechanischen Ersatzmodells für befüllte VWF werden die folgenden Modellannahmen zugrunde gelegt, welche aus den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen (*Kapitel 6.2.4*) sowie aus grundlegenden mechanischen Betrachtungen abgeleitet werden können. Die Blattfedern, Gummifedern und Elektromagnete seien gleichmäßig um die vertikale Drehachse des VWF verteilt. Blatt- und Gummifedern werden als masselose Feder-Dämpfer-Elemente betrachtet und die Deformationen sind klein. Die Blattfedern, Gummifedern und Elektromagnete sind in beliebiger, endlicher und technisch sinnvoller Anzahl und Lage in die Struktur des VWF integriert und sind mit den Zusammenhängen in *Kapitel 6.3.1* beschreibbar. Die Massen von Nutz- und Gegenmasse sowie das Schüttgut sind unter Berücksichtigung der Erkenntnisse in *Kapitel 6.2.4* im unbefüllten und im befüllten Zustand stets so verteilt, dass die auftretenden statischen und dynamischen Unwuchten vernachlässigbar klein sind. Damit liegen die Schwerpunkte von Nutz- und Gegenmasse sowie der resultierende Schwerpunkt des Schüttguts stets auf der Drehachse des VWF. Nutz- und Gegenmasse sowie das Fördergut werden als Starrkörper angenommen. Die Dämpfungseffekte in VWF werden vor allem durch Materialdämpfung und statische Hysterese in den Schrauben-Laschenverbindungen, insbesondere bei den Blattfedern, dominiert (OKABE & YOKOYAMA 1981; LOY 2010). In Anlehnung an SILVERSIDES ET AL. (2005) und DING & DAI (2008) sowie im Kontext der Zielsetzung der Modellbildung im Rahmen dieser Arbeit werden die Dämpfungseffekte mit linearen, viskosen Dämpfungselementen angenähert.

#### Freiheitsgrade

Mit Hilfe eines mechanischen Ersatzmodells soll für unterschiedliche strukturelle Aufbauten von VWF der Einfluss der Fördergutlast auf das Betriebsschwingungs-



verhalten abgebildet werden. Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse in *Kapitel 6.2* werden in der Modellbildung Nutz- und Gegenmasse berücksichtigt und dabei jeweils ein translatorischer und ein rotatorischer Freiheitsgrad zugewiesen (*Abbildung 35*). Im Folgenden wird der Nutzmasse stets der Index  $j = 1$  und der Gegenmasse der Index  $j = 2$  zugeordnet.



*Abbildung 35: Freiheitsgrade des Ersatzmodells: (a) Nutzmasse mit Fördergut und (b) Gegenmasse*

Durch Superposition kann die charakteristische schraubenlinienförmige Bewegung dargestellt werden. Der Vektor der generalisierten Koordinaten ergibt sich zu

$$\mathbf{q} = [\varphi_1 \quad z_1 \quad \varphi_2 \quad z_2]^T. \quad (6.11)$$

Zunächst wird eine allgemeine Gesamtsteifigkeitsmatrix für VWF hergeleitet, welche auf unterschiedliche strukturelle Aufbauten übertragbar sein soll. Die Gesamtsteifigkeitsmatrix setzt sich aus den Steifigkeitsmatrizen für die Blattfedern und die Gummifedern zusammen.

### Blattfeder

Es wird zuerst eine einzelne Blattfeder betrachtet. Die Blattfederenden bewegen sich aufgrund der Fixierung an Nutz- und Gegenmasse entsprechend den generalisierten Koordinaten. Daraus resultiert in Abhängigkeit der Form- und Lageparameter aus *Kapitel 6.3.1* eine Längung der Blattfeder sowie eine schiefe Biegung, welche sich aus den beiden geraden Biegungen um die lokalen  $x$ - und  $y$ -Achsen zusammensetzt (*Abbildung 36*).

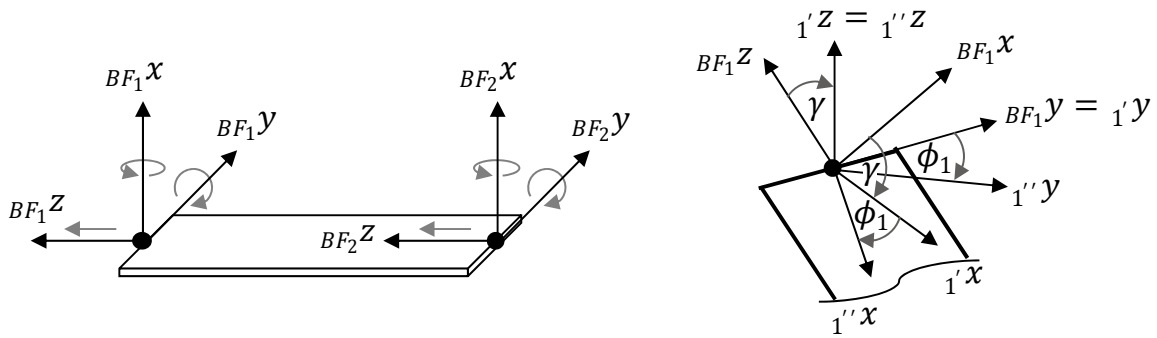


Abbildung 36: Koordinatensysteme für die Blattfeder

Für die in *Abbildung 36* dargestellte einzelne Blattfeder kann die lokale Steifigkeitsmatrix  ${}_{BF_1, BF_2} \mathbf{K}_{BF}$  mit *Gleichung (6.12)* angegeben werden. Hierbei ist  $k_{BF,x}$  die Biegesteifigkeit um die lokale  $y$ -Achse,  $k_{BF,y}$  die Biegesteifigkeit um die lokale  $x$ -Achse und  $k_{BF,z}$  die Steifigkeit in Blattfederlängsrichtung.

$${}_{BF_1, BF_2} \mathbf{K}_{BF} = \begin{bmatrix} k_{BF,x} & 0 & 0 & -k_{BF,x} & 0 & 0 \\ 0 & k_{BF,y} & 0 & 0 & -k_{BF,y} & 0 \\ 0 & 0 & k_{BF,z} & 0 & 0 & -k_{BF,z} \\ -k_{BF,x} & 0 & 0 & k_{BF,x} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{BF,y} & 0 & 0 & k_{BF,y} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{BF,z} & 0 & 0 & k_{BF,z} \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

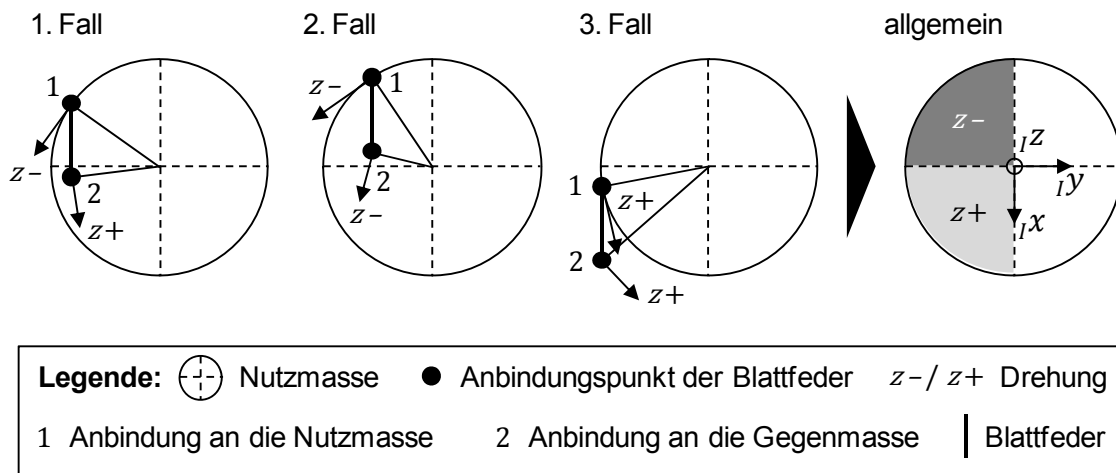
Grundsätzlich können die Steifigkeitswerte für  $k_{BF,x}$ ,  $k_{BF,y}$  und  $k_{BF,z}$  auf Basis der Blattfederabmessungen und der Kenntnis der Elastizitätsmodule analytisch berechnet werden. Allerdings zeigen die Untersuchungen von OKABE & YOKOYAMA (1981) und LOY (2010), dass unter Verwendung analytisch berechneter Werte für die Blattfedersteifigkeiten große Abweichungen zwischen dem Modell und experimentellen Daten bestehen können. Dies wird auf Mikroschluffeffekte in den Schrauben-Laschenverbindungen zwischen Blattfeder und Federbein zurückgeführt (vgl. *Kapitel 2.2.3*). Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden ähnlich zum Vorgehen nach LOY (2010) und MUCCHI ET AL. (2013) die Blattfedersteifigkeiten experimentell bestimmt (*Kapitel 6.3.3*).

Die lokale Steifigkeitsmatrix  ${}_{BF_1, BF_2} \mathbf{K}_{BF}$  muss in Richtung der generalisierten Koordinaten transformiert werden. Hierfür werden zunächst zwei Rotationsmatrizen  $\mathbf{B}(\gamma)$  und  $\mathbf{B}(\phi_1, \phi_2)$  für die Transformation von den lokalen Blattfeder- in die Koordinatensysteme  $({}_1''x, {}_1''y, {}_1''z)$  und  $({}_2''x, {}_2''y, {}_2''z)$  definiert.  ${}_{BF_1, BF_2} \mathbf{K}_{BF}$  wird aufgrund des Anstellwinkels der Blattfeder zunächst mit  $\mathbf{B}(\gamma)$  positiv um die  ${}_{BF_j}y$ -Achse mit dem Winkel  $\gamma$  gedreht (*Abbildung 36*). Den Zusammenhang dafür gibt die *Gleichung (6.13)*. Hierbei ist die Matrix  $\mathbf{O}$  eine  $3 \times 3$  Nullmatrix.

$$\mathbf{B}(\gamma) = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{BF_1 \rightarrow 1'}^{y+}(\gamma) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{BF_2 \rightarrow 2'}^{y+}(\gamma) \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

$$\text{mit } \mathbf{A}_{BF_j \rightarrow j'}^{y+}(\gamma) = \begin{bmatrix} \cos \gamma & 0 & -\sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{bmatrix}, j = 1, 2$$

Anschließend wird mit  $\mathbf{B}(\phi_1, \phi_2)$  um die  ${}_j z$ -Achse mit dem Winkel  $\phi_j$  gedreht. Bezüglich der Drehrichtung ist dabei in Abhängigkeit der Form- und Lageparameter der Blattfeder nach *Kapitel 6.3.1* eine Fallunterscheidung zu treffen (*Abbildung 37*).



*Abbildung 37: Drehrichtung in Abhängigkeit der Form- und Lageparameter der Blattfeder*

Allgemein kann eine positive oder negative Drehung um den Winkel  $\phi_j$  in einem Kartesischen Koordinatensystem um die  $z$ -Achse nach *Gleichung (6.14)* beschrieben werden.

$$\mathbf{A}^{z+}(\phi_j) = \begin{bmatrix} \cos \phi_j & \sin \phi_j & 0 \\ -\sin \phi_j & \cos \phi_j & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (6.14)$$

$$\mathbf{A}^{z-}(\phi_j) = \begin{bmatrix} \cos \phi_j & -\sin \phi_j & 0 \\ \sin \phi_j & \cos \phi_j & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \left( \mathbf{A}^{z+}(\phi_j) \right)^T$$

Die Drehrichtung für die beiden Blattfederenden hängt davon ab, ob deren Befestigungspunkte an Nutz- bzw. Gegenmasse positiv oder negativ bezüglich der  ${}_i x$ -Koordinate im  $({}_i x, {}_i y, {}_i z)$ -Koordinatensystem sind (*Abbildung 37*). Diese Fallunter-

scheidung kann formal durch die *Gleichungen (6.15) und (6.16)* zum Ausdruck gebracht werden (vgl. dazu auch die *Gleichungen (6.6) bis (6.8)*).

$$A_{1' \rightarrow 1''}(\phi_1) = \begin{cases} \mathbf{A}_{1' \rightarrow 1''}^{z^+}(\phi_1), & \text{für } \left( \delta_0 - \frac{1}{2} l \sin \gamma \right) > 0 \\ \left( \mathbf{A}_{1' \rightarrow 1''}^{z^+}(\phi_1) \right)^T, & \text{für } \left( \delta_0 - \frac{1}{2} l \sin \gamma \right) \leq 0 \end{cases} \quad (6.15)$$

$$A_{2' \rightarrow 2''}(\phi_2) = \begin{cases} \mathbf{A}_{2' \rightarrow 2''}^{z^+}(\phi_2), & \text{für } \left( \delta_0 + \frac{1}{2} l \sin \gamma \right) > 0 \\ \left( \mathbf{A}_{2' \rightarrow 2''}^{z^+}(\phi_2) \right)^T, & \text{für } \left( \delta_0 + \frac{1}{2} l \sin \gamma \right) \leq 0 \end{cases} \quad (6.16)$$

Damit ergibt sich die Rotationsmatrix  $\mathbf{B}(\phi_1, \phi_2)$  für den allgemeinen Fall zu

$$\mathbf{B}(\phi_1, \phi_2) = \begin{bmatrix} A_{1' \rightarrow 1''}(\phi_1) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & A_{2' \rightarrow 2''}(\phi_2) \end{bmatrix}. \quad (6.17)$$

Mit Hilfe der *Gleichungen (6.13) und (6.17)* kann  ${}_{BF_1, BF_2} \mathbf{K}_{BF}$  wie gewünscht transformiert werden.

$${}_{1'', 2''} \mathbf{K}_{BF} = \mathbf{B}(\phi_1, \phi_2) \cdot \left( \mathbf{B}(\gamma) \cdot {}_{BF_1, BF_2} \mathbf{K}_{BF} \cdot \mathbf{B}^T(\gamma) \right) \cdot \mathbf{B}^T(\phi_1, \phi_2) \quad (6.18)$$

Mit  ${}_{1'', 2''} \mathbf{K}_{BF}$  liegen die wirksamen Steifigkeiten der Blattfeder in Abhängigkeit von deren Form und Lage im  $({}_{1''}x, {}_{1''}y, {}_{1''}z)$ - und  $({}_{2''}x, {}_{2''}y, {}_{2''}z)$ -Koordinatensystem vor. Die Koordinatensysteme  $({}_{1''}x, {}_{1''}y, {}_{1''}z)$  und  $({}_{2''}x, {}_{2''}y, {}_{2''}z)$  sind aufgrund der Transformation durch  $\mathbf{B}(\phi_1, \phi_2)$  stets so ausgerichtet, dass die Achsen  ${}_{1''}x$  und  ${}_{2''}x$  in tangentialer Richtung zur Nutz- bzw. Gegenmasse zeigen. Formal ausgedrückt gilt  ${}_{1''}x \perp r_1$  und  ${}_{2''}x \perp r_2$ .

Für die Projektion von  ${}_{1'', 2''} \mathbf{K}_{BF}$  in Richtung der generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q}$  wird die Jacobi-Matrix  $\mathbf{J}_{BF}^T$  definiert. Es seien die Vektoren  ${}_{1', 2'} \mathbf{x}$  und  ${}_{1'', 2''} \mathbf{x}$  nach *Gleichung (6.19) und (6.20)* definiert. Diese beiden Vektoren beschreiben die Kinematik der Blattfederenden in den jeweils angegebenen Koordinatensystemen.

$${}_{1', 2'} \mathbf{x} = [x_{1'} \quad y_{1'} \quad z_{1'} \quad x_{2'} \quad y_{2'} \quad z_{2'}]^T \quad (6.19)$$

$${}_{1'', 2''} \mathbf{x} = [x_{1''} \quad y_{1''} \quad z_{1''} \quad x_{2''} \quad y_{2''} \quad z_{2''}]^T \quad (6.20)$$

Mit den Messergebnissen der experimentellen Schwingungsanalyse konnte gezeigt werden, dass die radiale Komponente vernachlässigbar klein ist. Damit besteht für die beiden Vektoren folgender Zusammenhang bzw. neue kinematische Zwangsbedingung, *Gleichung (6.21)*.

$${}_{1'',2''}\mathbf{x} = \mathbf{B}(\phi_1, \phi_2) \cdot {}_{1',2'}\mathbf{x}$$

$$x_{1''} = x_{1'} \cdot \cos \phi_1 \pm y_{1'} \cdot \sin \phi_1, \quad x_{2''} = x_{2'} \cdot \cos \phi_2 \pm y_{2'} \cdot \sin \phi_2,$$

$$y_{1''} = 0 = \pm x_{1'} \cdot \sin \phi_1 + y_{1'} \cdot \cos \phi_1, \quad (6.21)$$

$$y_{2''} = 0 = \pm x_{2'} \cdot \sin \phi_2 + y_{2'} \cdot \cos \phi_2,$$

$$z_{1''} = z_{1'}, z_{2''} = z_{2'}$$

Mit den Beziehungen  $x_{1''} = \varphi_1 \cdot r_1$  und  $x_{2''} = \varphi_2 \cdot r_2$  können die generalisierten Koordinaten für kleine Winkel nach *Gleichung (6.22)* umgeformt werden.

$$\mathbf{q} = [\varphi_1 \quad z_1 \quad \varphi_2 \quad z_2]^T = \left[ \frac{x_{1''}}{r_1} \quad z_{1''} \quad \frac{x_{2''}}{r_2} \quad z_{2''} \right]^T \quad (6.22)$$

Die gesuchte Jacobi-Matrix  $\mathbf{J}_{BF}^T$  kann dann nach *Gleichung (6.23)* bestimmt werden.

$$\mathbf{J}_{BF}^T = \left( \frac{\partial {}_{1'',2''}\mathbf{x}}{\partial \mathbf{q}} \right)^T = \begin{bmatrix} r_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.23)$$

Unter der Berücksichtigung einer Anzahl von  $n_{BF}$  gleichmäßig um die vertikale Drehachse des VWF angeordneten Blattfedern mit gleichen Steifigkeiten ergibt sich die in Richtung  $\mathbf{q}$  projizierte Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}_{BF}$  zu

$$\mathbf{K}_{BF} = n_{BF} \cdot (\mathbf{J}_{BF}^T \cdot {}_{1'',2''}\mathbf{K}_{BF} \cdot \mathbf{J}_{BF}). \quad (6.24)$$

### Gummifeder

Für die Gummifedern ergibt sich aufgrund deren Rotationssymmetrie und der im Allgemeinen vorherrschenden Einbaulage die in *Gleichung (6.25)* gezeigte Steifigkeitsmatrix mit  $k_{GF,y} = k_{GF,x}$ .

$${}_{GF_1,GF_2}\mathbf{K}_{GF} = \text{diag}[0 \quad 0 \quad 0 \quad k_{GF,x} \quad k_{GF,x} \quad k_{GF,z}] \quad (6.25)$$

Mit Hilfe der Betrachtung, dass die Gummifeder um  $(\varphi_2 \cdot r_{GF})$  in tangentialer Richtung zur Gegenmasse (Scherung) und um  $z_{2''}$  in vertikale Richtung (Längung / Stauchung) deformiert wird, ergibt sich die Jacobi-Matrix  $\mathbf{J}_{GF}^T$  für die Projektion von  ${}_{GF_1,GF_2}\mathbf{K}_{GF}$  in Richtung der generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q}$  zu

$$\mathbf{J}_{GF}^T = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & r_{GF} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (6.26)$$

Unter der Berücksichtigung einer Anzahl von  $n_{GF}$  gleichmäßig um die vertikale Drehachse des VWF angeordneten Gummifedern mit gleichen Steifigkeiten ergibt sich die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}_{GF}$  zu

$$\mathbf{K}_{GF} = n_{GF} \cdot (\mathbf{J}_{GF}^T \cdot {}_{GF_1,GF_2}\mathbf{K}_{GF} \cdot \mathbf{J}_{GF}). \quad (6.27)$$

### Dämpfungsmatrix

Durch die Beschreibung der Dämpfungseffekte im strukturellen Aufbau eines VWF mit Hilfe linearer, viskoser Dämpfungselemente kann die Herleitung der Dämpfungsmatrizen  $\mathbf{D}_{BF}$  und  $\mathbf{D}_{GF}$  analog zur Vorgehensweise für die Steifigkeitsmatrizen erfolgen. Hierbei sind für das Modell die Dämpfungskonstanten  $d_{BF,x}$ ,  $d_{BF,y}$  und  $d_{BF,z}$  für die Blattfeder sowie  $d_{GF,x}$  und  $d_{GF,z}$  für die Gummifeder zu bestimmen.

### Massenmatrix

In der Massenmatrix müssen die Nutz- und Gegenmasse sowie das in Form von Schüttgut vorliegende Fördergut abgebildet werden. Nutz- und Gegenmasse werden durch die Massen  $m_1$  und  $m_2$  sowie durch die Massenträgheitsmomente  ${}_1\theta_{1,zz}$  und  ${}_2\theta_{2,zz}$  beschrieben, wobei diese sich auf die vertikale Drehachse beziehen.

Für die Modellierung des Einflusses der Fördergutlast werden an dieser Stelle die Messergebnisse der *Abbildung 27* diskutiert. Aus der *Abbildung 5* des *Kapitels 2.2.2* werden die fünf theoretischen Zustände des Förderguts bei der Mikrowurfförderung deutlich. Sind die Werkstücke im Fördertopf als Haufwerk gebunkert, können diese sich relativ zum Fördertopf und zueinander bewegen. Zu jedem Zeitpunkt liegt eine unterschiedliche Verteilung an vorherrschenden Fördergutzuständen nach *Abbildung 5* vor. Hieraus resultieren für einen bestimmten Zeitpunkt wirksame Widerstände gegen die vertikale Verschiebung und die Verdrehung des Fördertopfes. Bei einer Erhöhung der Erregeramplitude wird vom Fördertopf mehr kinetische Energie auf das Haufwerk übertragen. Dadurch ändert sich die Verteilung an vorherrschenden Fördergutzuständen ebenfalls und eine Veränderung der Erregeramplitude verursacht bei konstanter Befüllung eine Schwingwinkeländerung.

Für eine präzise Modellierung des Einflusses der Fördergutlast ist die Berücksichtigung aller fünf Fördergutzustände zu jedem Zeitpunkt notwendig. Dies führt im Allgemeinen zu einem nichtlinearen und strukturvarianten Differenzialgleichungssystem, da die Massenmatrix eine Funktion der generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q}$  ist und sich über die Zeit ändert (WOLFSTEINER 1999). Die Berücksichtigung aller fünf Fördergutzustände in der Massenmatrix kann durch eine Kopplung des mechani-

schen Ersatzmodells mit der Physiksimulation technisch realisiert werden. Allerdings erfordert dies einen großen Rechenaufwand für die Bestimmung des Einflusses der Fördergutlast auf das Betriebsschwingungsverhalten des VWF.

Mit dem erklärten Ziel eines rechenzeiteffizienten Ersatzmodells zur Bestimmung der Schwingwinkeländerung wird eine lineare Bewegungsdifferentialgleichung angestrebt. Hierfür werden bei der Modellierung der Fördergutlast die nachfolgenden Annahmen getroffen, die sich aus den Erkenntnissen der experimentellen Schwingungsanalysen in *Kapitel 6.2.4* sowie durch eine Erweiterung der Betrachtungen von AHRENS (1983) ergeben. Es sei angenommen, dass das im Fördertopf in Form von Schüttgut vorliegende Fördergut in Stapel diskretisiert werden kann. Das Fördergut ist dabei stets so verteilt, dass die auftretenden statischen und dynamischen Unwuchten vernachlässigbar klein sind, vgl. dazu *Abbildung 28 (b)*. Auf Basis der *Abbildung 35 (a)* zeigen die *Abbildungen 38 (a)* und *(b)* die Freischnittskizzen für die Nutzmasse sowie für einen Stapel. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind lediglich die zwischen Fördergut und -topf wirkenden Kräfte angetragen.

Die gesamte Fördergutlast setzt sich insgesamt aus  $K$  Stapel mit einer jeweils unterschiedlichen Anzahl an  $l = L_k$  aufeinanderliegenden Fördergütern zusammen. Für ein lineares Modell wird vereinfachend angenommen, dass zwischen der Nutzmasse und dem Fördergut sowie zwischen den  $L_k$  Fördergütern im  $k$ -ten Stapel ausschließlich Reibkontakt vorherrscht. Dabei wird der Zustand des Haftens gemäß SELIG & DAI (2005) vernachlässigt. Es liegen dementsprechend die Fördergutzustände Vor- und Rückgleiten nach *Abbildung 5* vor. Weiterhin seien die Reibungskräfte stets so gerichtet, dass diese der Bewegung der Nutzmasse entgegenwirken. Die Reibung zwischen Fördergut und Fördertopfwand wird in Anlehnung an die Untersuchungsergebnisse von MAUL & THOMAS (1997) vernachlässigt. Die Fördergutlast wird für jeden Zustand der Befüllung als quasi-stationär angenommen. Unter den getroffenen Annahmen bleibt der Einfluss der Erregeramplitude auf den Schwingwinkel vernachlässigt. Es gilt auf Basis von AHRENS (1983) für die vertikale Bewegung der Nutzmasse sowie für die  $L_k$  Fördergüter im  $k$ -ten Stapel

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 &= \ddot{z}_{k1} = \cdots \ddot{z}_{kl} = \cdots = \ddot{z}_{kL_k}, \\ \dot{z}_1 &= \dot{z}_{k1} = \cdots \dot{z}_{kl} = \cdots = \dot{z}_{kL_k} \text{ und} \\ z_1 &= z_{k1} = \cdots z_{kl} = \cdots = z_{kL_k}. \end{aligned} \tag{6.28}$$

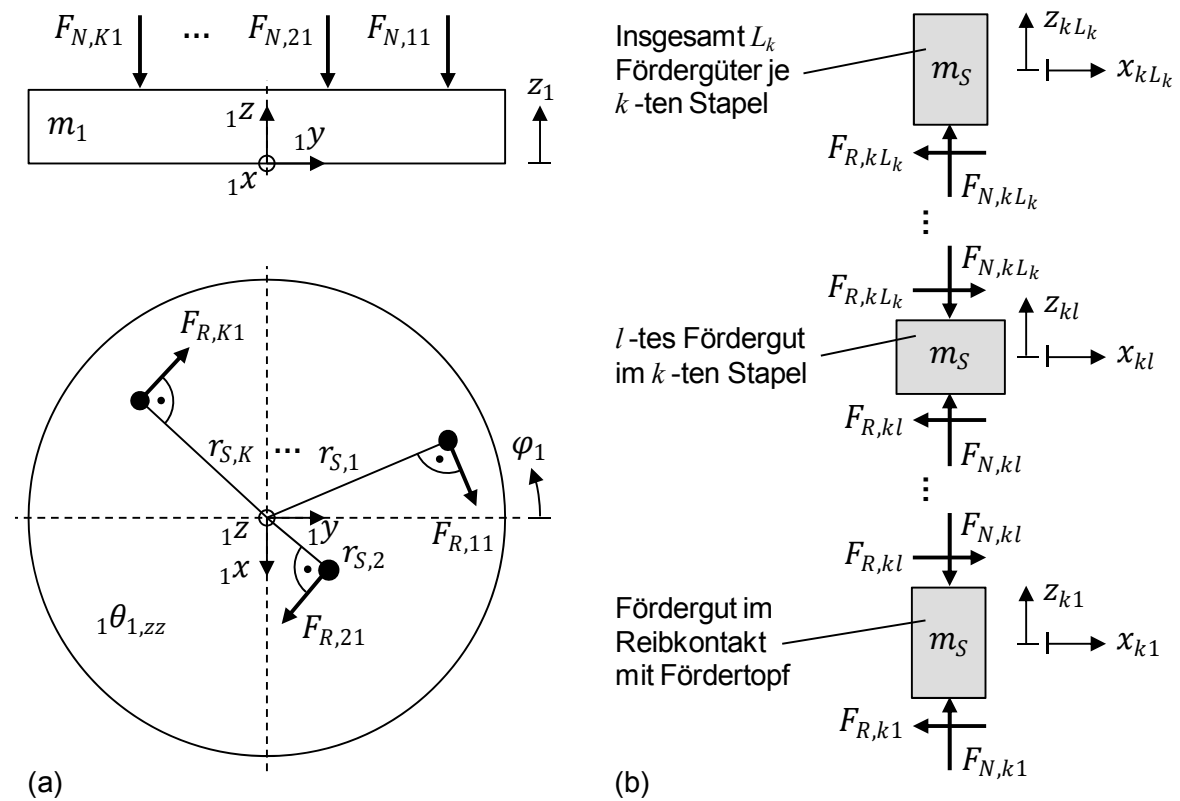


Abbildung 38: Freischnittsskizze: (a) Fördertopf und (b) Stapel des Förderguts

Zunächst wird für jeden  $k$ -ten Stapel die zwischen Fördergut und Nutzmasse wirkende Normalkraft  $F_{N,k1}$  ermittelt. Diese lässt sich mit Hilfe des Impulserhaltungssatzes für jedes  $l$ -te Fördergut in vertikaler Richtung  $z_{kl}$  bestimmen. Unter Berücksichtigung des Zusammenhangs in Gleichung (6.28) ergibt sich die gesuchte Normalkraft  $F_{N,k1}$  zu

$$F_{N,k1} = L_k \cdot m_S \cdot \ddot{z}_1. \quad (6.29)$$

Mit dem Zusammenhang zwischen Normal- und Reibkraft nach Coulomb ergibt sich die zwischen Nutzmasse und Fördergut wirkende Reibkraft  $F_{R,k1}$  zu

$$F_{R,k1} = \mu_G \cdot (L_k \cdot m_S \cdot \ddot{z}_1). \quad (6.30)$$

In den Gleichungen (6.29) und (6.30) stellt  $m_S$  die Masse eines Fördergutes dar.  $\mu_G$  ist der Gleitreibungskoeffizient zwischen Fördergut und Nutzmasse.

Nachdem  $F_{N,k1}$  und  $F_{R,k1}$  für jeden  $k$ -ten Stapel bekannt sind, wird die Massenmatrix für befüllte VWF durch Betrachtungen der Impuls- und Drallerhaltung anhand der in Abbildung 38 (a) dargestellten freigeschnittenen Nutzmasse abgeleitet. Die Gleichung (6.31) gibt die an der Nutzmasse wirkenden Trägheits- und Normalkräfte



an, wobei die restlichen Kräfte wie Feder- und Dämpfungskräfte sowie Gewichtskräfte zu Gunsten der Übersichtlichkeit hier nicht dargestellt sind.

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 + F_{N,11} + F_{N,21} + \dots + F_{N,K1} = \dots \quad (6.31)$$

Durch das jeweilige Einsetzen von *Gleichung (6.29)* in die  $K$  an der Nutzmasse wirkenden Normalkräfte  $F_{N,k1}$  ergibt sich der Eintrag in der Massenmatrix in Richtung der generalisierten Koordinate  $z_1$  zu

$$\left( m_1 + m_S \cdot \sum_{k=1}^K L_k \right) \cdot \ddot{z}_1 = \dots \quad (6.32)$$

Die in vertikale Richtung wirkende Fördergutlast wird zur Masse  $m_1$  der Nutzmasse addiert und setzt sich aus der Multiplikation der Masse  $m_S$  eines einzelnen Förderguts mit der gesamten Anzahl an  $L_k$  Fördergütern über  $K$  Stapel zusammen.

Mit Hilfe der Drallerhaltung ergibt sich für die in *Abbildung 38 (a)* dargestellten Reibungskräfte der in *Gleichung (6.33)* präsentierte Zusammenhang. Hierbei beschreibt  $r_{S,k}$  den Abstand des  $k$ -ten Stapels zur vertikalen Drehachse des VWF.

$${}_1\theta_{1,zz} \cdot \ddot{\varphi}_1 + r_{S,1} \cdot F_{R,11} + r_{S,2} \cdot F_{R,21} + \dots + r_{S,K} \cdot F_{R,K1} = \dots \quad (6.33)$$

Durch Einsetzen der *Gleichung (6.30)* in *Gleichung (6.33)* können die folgenden beiden Einträge für die Massenmatrix abgeleitet werden. Der Widerstand gegen Verdrehung der Nutzmasse setzt sich damit aus dem Massenträgheitsmoment der Nutzmasse  ${}_1\theta_{1,zz}$  und der durch die  $K$  Stapel mit  $L_k$  Fördergütern in einem Abstand von  $r_{S,k}$  zur Drehachse verursachten Reibungskräfte zusammen.

$${}_1\theta_{1,zz} \cdot \ddot{\varphi}_1 + \left( \mu_G \cdot m_S \cdot \sum_{k=1}^K r_{S,k} \cdot L_k \right) \cdot \ddot{z}_1 = \dots \quad (6.34)$$

Unter Berücksichtigung der Parameter  $m_2$  und  ${}_2\theta_{2,zz}$  für die Gegenmasse ergibt sich mit den *Gleichungen (6.32)* und *(6.34)* die Massenmatrix für befüllte VWF zu

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} {}_1\theta_{1,zz} & \mu_G \cdot m_S \cdot \sum_{k=1}^K r_{S,k} \cdot L_k & 0 & 0 \\ 0 & m_1 + m_S \cdot \sum_{k=1}^K L_k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & {}_2\theta_{2,zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \quad (6.35)$$

### Vektor der äußeren Kräfte

Der Vektor der äußeren Kräfte  $\mathbf{Q}(t)$  setzt sich im Allgemeinen durch die am Elektromagnet wirkenden Kräfte sowie aus den Gewichtskräften von Nutz-, Gegen- und Fördergutmasse zusammen. Die Gewichtskräfte können nach LOY (2010) außer Acht gelassen werden, wenn sich die generalisierten Koordinaten der Betriebschwingungen auf die statische Ruhelage beziehen. Nach FRANK (1975) und VILÁN VILÁN ET AL. (2009) können Elektromagnete in VWF nur Zugkräfte ausüben, wobei die Frequenz  $f_b$  der mechanischen Schwingungsantwort das Doppelte der Erregerfrequenz  $f_{err}$  des Elektromagneten ist. VILÁN VILÁN ET AL. (2009) geben in Ihrer Publikation unter Verwendung einer Fourier-Transformation den formalen Zusammenhang dafür an. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Modellierung der Magnetkraft nach VILÁN VILÁN ET AL. (2009) aufgegriffen und für den Zweck der Abbildung der Schwingwinkeländerung in einem rechenzeiteffizienten Ersatzmodell vereinfacht, *Gleichung (6.36)*. Hierbei beschreibt  $F_{EM,i}$  die maximale Magnetkraft, welche am  $i$ -ten Pol wirkt. Im Allgemeinen ist *Gleichung (6.36)* nichtlinear, da der Betrag von  $F_{EM,i}$  vom Magnetspalt abhängt. Dieser ändert sich über die Zeit und ist eine Funktion von  $\mathbf{q}$ . Allerdings zeigen VILÁN VILÁN ET AL. (2009), dass der Fehler bei einer Linearisierung, wie sie hier vorgenommen wurde, sehr klein ist.

$$F_{EM,i}(t) = F_{EM,i} \cdot \sin^2 \Omega t = \frac{1}{2} \cdot F_{EM,i} \cdot (1 - \cos \omega t) \quad (6.36)$$

$$\text{mit } \omega = 2 \cdot \Omega = 4 \cdot \pi \cdot f_{err}$$

Mit Hilfe der Definitionen in *Kapitel 6.3.1* zur Beschreibung der Form- und Lageparameter für Elektromagneten in VWF kann der Vektor der äußeren Kräfte für diese Strukturkomponente im lokalen  $({}_{EM}x, {}_{EM}y, {}_{EM}z)$ -Koordinatensystem nach *Gleichung (6.37)* für den  $i$ -ten Pol angegeben werden.

$${}_{EM_1, EM_2} \mathbf{F}_i(t) = [F_{EM,i}(t) \quad 0 \quad 0 \quad -F_{EM,i}(t) \quad 0 \quad 0]^T \quad (6.37)$$

Dabei wird  $F_{EM,i}(t)$  an der Nutzmasse wirkend in positiver Richtung entlang der  ${}_{EM}x$ -Achse definiert. Entsprechend dem dritten Newton'schen Axiom ist das Vorzeichen von  $F_{EM,i}(t)$  im Bezug auf die Gegenmasse negativ. Um den Vektor  ${}_{EM_1, EM_2} \mathbf{F}_i(t)$  vom lokalen in das  $({}_1x, {}_1y, {}_1z)$ - und  $({}_2x, {}_2y, {}_2z)$ -Koordinatensystem zu transformieren, können mit Hilfe der *Abbildung 34* die in *Gleichung (6.38)* dargestellten Transformationsmatrizen verwendet werden.

$$\mathbf{B}(\beta) = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{EM \rightarrow EM'}^{y-}(\beta) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{EM \rightarrow EM'}^{y-}(\beta) \end{bmatrix}, \quad (6.38)$$

$$\mathbf{B}(\tau) = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{EM' \rightarrow 1}^{z+}(\tau) & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}_{EM' \rightarrow 2}^{z+}(\tau) \end{bmatrix}$$

mit

$$\mathbf{A}_{EM \rightarrow EM'}^{y-}(\beta) = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & \sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix}, \mathbf{A}_{EM' \rightarrow j}^{z+}(\tau) = \begin{bmatrix} \cos \tau & \sin \tau & 0 \\ -\sin \tau & \cos \tau & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Es ergibt sich für die Magnetkraft am  $i$ -ten Pol

$${}_{1,2}\mathbf{F}_i(t) = \mathbf{B}(\tau) \cdot \mathbf{B}(\beta) \cdot {}_{EM_1, EM_2}\mathbf{F}_i(t). \quad (6.39)$$

Für die Projektion von  ${}_{1,2}\mathbf{F}_i(t)$  in Richtung der generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q}$  wird die Jacobi-Matrix  $\mathbf{J}_{EM,i}^T$  definiert, wobei  ${}_{1,2}\boldsymbol{\rho}_i$  die Kinematik der Pole beschreibt.

$${}_{1,2}\boldsymbol{\rho}_i = \left[ \sqrt{\rho_i^2 - \kappa_i^2} \cdot \varphi_1 \quad \kappa_i \cdot \varphi_1 \quad z_1 \quad \sqrt{\rho_i^2 - \kappa_i^2} \cdot \varphi_2 \quad \kappa_i \cdot \varphi_2 \quad z_2 \right]^T \quad (6.40)$$

Die Jacobi-Matrix für die Magnetkraft am  $i$ -ten Pol ergibt sich dann zu

$$\mathbf{J}_{EM,i}^T = \left( \frac{\partial {}_{1,2}\boldsymbol{\rho}_i}{\partial \mathbf{q}} \right)^T = \begin{bmatrix} \sqrt{\rho_i^2 - \kappa_i^2} & \kappa_i & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sqrt{\rho_i^2 - \kappa_i^2} & \kappa_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (6.41)$$

Mit den *Gleichungen* (6.39) und (6.41) kann der Vektor der äußeren Kräfte in Richtung der generalisierten Koordinaten für eine Anzahl von  $n_{EM}$  Elektromagnete mit jeweils  $i$  Polen bestimmt werden. Die  $n_{EM}$  Elektromagnete seien dabei in die Struktur eines VWF integriert und gleichmäßig um die vertikale Drehachse verteilt.

$$\mathbf{Q}(t) = n_{EM} \cdot \sum_{i=1}^I \mathbf{J}_{EM,i}^T \cdot {}_{1,2}\mathbf{F}_i(t) \quad (6.42)$$

### Übertragbare Bewegungsgleichung

Die *Gleichung* (6.43) gibt schließlich eine auf unterschiedliche strukturelle Aufbauten von VWF übertragbare Bewegungsgleichung an, wobei der signifikante Einfluss der Fördergutlast auf das Schwingungsverhalten rechenzeiteffizient berücksichtigt wird. Es handelt sich um ein System gewöhnlicher, expliziter, linearer Differenzialgleichungen zweiter Ordnung (BRONSTEIN & SEMENDJAJEW 1991).

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{D}_{BF} + \mathbf{D}_{GF}) \cdot \dot{\mathbf{q}}(t) + (\mathbf{K}_{BF} + \mathbf{K}_{GF}) \cdot \mathbf{q}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (6.43)$$

Im Folgenden wird im Kontext der digitalen Auslegung von Ordnungsschikanen ein Ansatz zur Parametrisierung und Lösung dieses Systems beschrieben.

### 6.3.3 Parametrisierung und Lösung der Bewegungsgleichung

Für die Parametrisierung der Bewegungsgleichung wird die Vorgehensweise in LOY (2010) weiterentwickelt. Demnach können die Massen und Massenträgheitsmomente für Nutz- und Gegenmasse sowie für ein einzelnes Fördergut aus einem CAD-Programm übernommen werden, da die so gewonnenen Parameterwerte als hinreichend genau zu betrachten sind. Für die Blatt- und Gummifedern müssen die geometrischen Größen zur Beschreibung der Form und Lage (*Kapitel 6.3.1*) sowie die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter (*Gleichung (6.12)* und *(6.25)*) bestimmt werden. Die geometrischen Größen sind ebenfalls aufwandsarm mit Hilfe eines CAD-Modells zu ermitteln.

Die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter für die Blatt- und Gummifedern werden nach der Methode von LOY (2010) über Ausschwingversuche experimentell bestimmt, wobei dies hier an einem Ersatzsystem geschieht. Die in der Struktur des VWF auftretende Anzahl an Federelementen ist im Ersatzsystem symmetrisch anzuordnen und so auszurichten, dass keine Verdrehung der Blattfedern um die lokalen  $x$ - und  $y$ -Achsen auftritt. Dabei gilt für das zu verwendende Ersatzsystem  $\gamma = 0^\circ$  und die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter können für die Längung sowie die beiden Biegungsfälle unabhängig voneinander bestimmt werden. Die Anzugsmomente der jeweiligen Schrauben im Ersatzsystem sollten aufgrund von Mikroschlupfeffekten für den VWF übernommen werden. Die experimentelle Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungsparameter steht nicht im Widerspruch zur Zielsetzung der digitalen Auslegung von Ordnungsschikanen für VWF. Während die Schikanen produktspezifische Komponenten darstellen, kann der strukturelle Aufbau eines VWF als produktneutral klassifiziert werden (REINHART & LOY 2007) und ist in der industriellen Praxis häufig standardisiert (AFAG AG 2013B; PÜSCHEL GROUP 2013; WEBER SCHRAUBAUTOMATEN GMBH 2013). Die standardisierten und vormontierten, produktneutralen Komponenten eines VWF sind in der Regel auf Lager vorrätig und stehen beim Beginn der digitalen Auslegung von Schikanen für die Parametrisierung des Modells zur Verfügung.

Die Bestimmung der Parameter  $r_{s,k}$  und  $L_k$  für die Massenmatrix (*Gleichung (6.35)*) kann mit Hilfe der Physiksimulation erfolgen. Für diskrete Zustände der Fördergutlast wird der Fördertopf in der Physiksimulation mit der entsprechenden Anzahl an Werkstücken befüllt (*Abbildung 39 (a)*). Durch das Aufbringen einer

idealisierten Topfbewegung wird der Vibrationsförderprozess simuliert, bis sich eine annähernd gleichmäßige Schüttgutverteilung im Fördertopf einstellt. Diese wird für die zu betrachtende Befüllung als quasi-stationär behandelt. Anschließend werden die Koordinaten der Schwerpunkte der einzelnen Fördergüter aus der Physiksimulation bezüglich des  $({}_1x, {}_1y, {}_1z)$ -Koordinatensystems ermittelt (Abbildung 39 (b)). Im nächsten Schritt erfolgt eine Diskretisierung des Schüttguts in  $K$  regelmäßig angeordnete Stapel, wobei für jeden Stapel die Bereichsgrenzen mit entsprechenden Koordinaten festgelegt werden (Abbildung 39 (c)). Die Diskretisierung ist in Abhängigkeit der Fördergutabmaße so zu wählen, dass die Schwerpunkte zweier nebeneinanderliegender Fördergüter nicht innerhalb eines Bereichs liegen. Durch die Koordinaten des Mittelpunktes des  $k$ -ten Stapels kann  $r_{S,k}$  ermittelt werden. Schließlich kann die Anzahl an Fördergütern  $L_k$  je  $k$ -ten Stapel durch den Abgleich der Koordinaten der Schwerpunkte der Fördergüter mit den Bereichsgrenzen bestimmt werden. Damit liegen alle notwendigen Parameterwerte vor, um die Massenmatrix mit Hilfe der Gleichung (6.35) für diskrete Zustände der Befüllung zu berechnen.

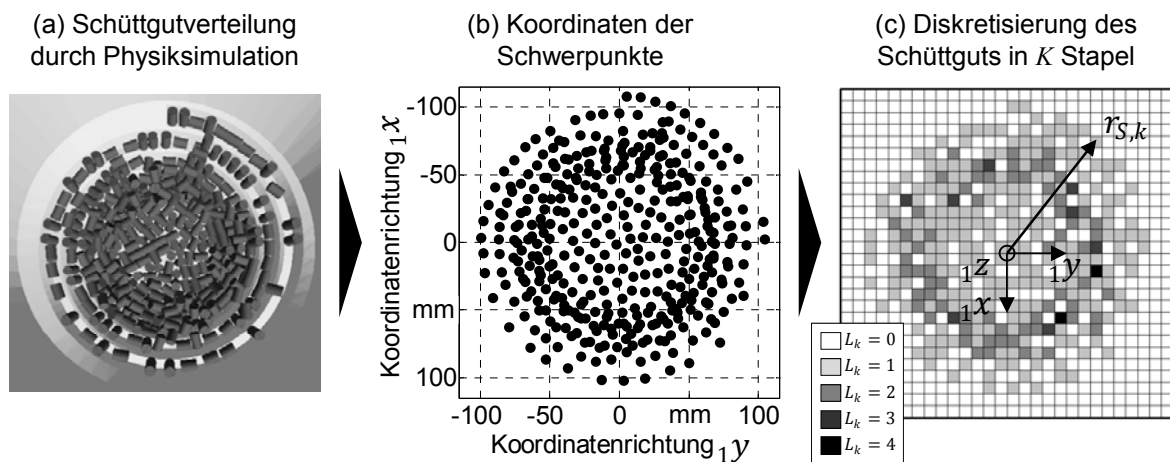
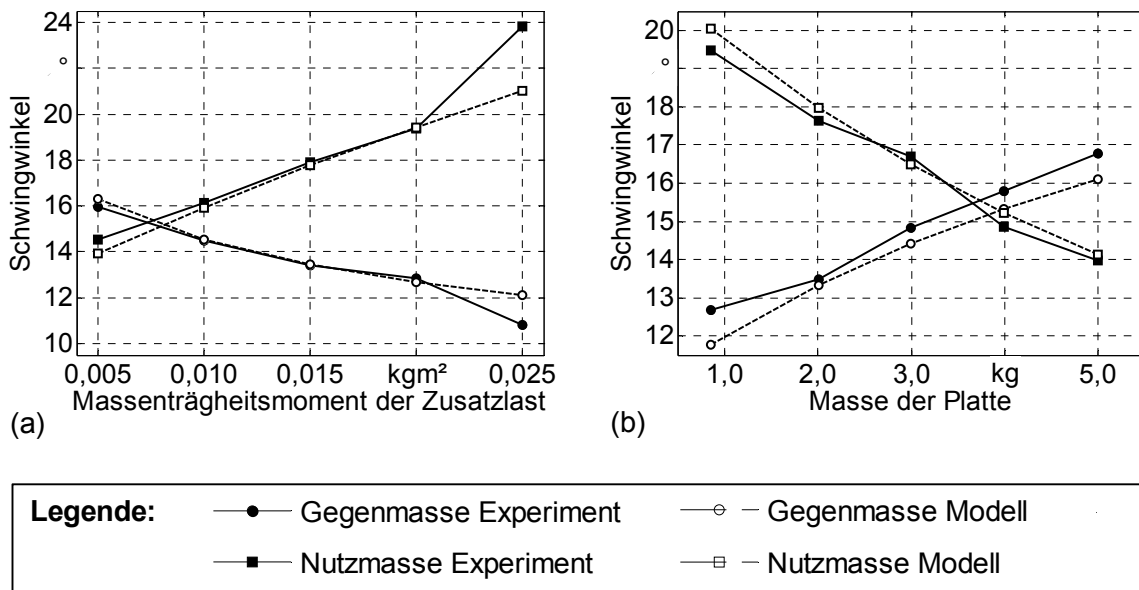


Abbildung 39: Vorgehen zur Parametrisierung der Massenmatrix

Bei der Parametrisierung des Vektors der äußeren Kräfte müssen die geometrischen Größen zur Beschreibung der Pole (Kapitel 6.3.1) und die Amplitude  $F_{EM,i}$  der Kraft des Elektromagneten bestimmt werden (Gleichung (6.36)). Die geometrischen Größen sind ebenfalls aus einem CAD-Programm zu entnehmen. Die skalare Größe  $F_{EM,i}$  kann in der Regel dem Elektromagneten beiliegenden Datenblatt entnommen werden. Im Anschluss an die vollständige Parametrisierung der linearen Bewegungsdifferentialgleichung kann diese mit gängigen numerischen Verfahren (z. B. Runge-Kutta-Verfahren vierter Ordnung) aufwandsarm gelöst werden.

### 6.3.4 Validierung des mechanischen Ersatzmodells

Das erarbeitete mechanische Ersatzmodell wurde in drei verschiedenen Anwendungsszenarien validiert. Im ersten Schritt wurde das Modell auf die beiden Ersatzsysteme in *Abbildung 29* und *Abbildung 31* angewendet und die Ergebnisse mit den Messdaten verglichen. Die *Abbildung 40 (a)* zeigt den Verlauf der Mess- und Modellergebnisse für die Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse bei Variation des Massenträgheitsmoments und konstanter Masse. Die *Abbildung 40 (b)* zeigt die Schwingwinkeländerungen bei Variation der Masse und konstantem Massenträgheitsmoment. Bei den Ersatzsystemen ist die Zusatzlast fest mit der Nutzmasse verbunden. Dementsprechend wurden in der Massenmatrix die physikalischen Parameter Masse und Massenträgheitsmoment der Zusatzlast direkt zu den Termen  $m_1$  und  ${}_1\theta_{1,zz}$  addiert. Die Summenterme in der *Gleichung (6.35)* werden hierbei zu null und die Massenmatrix ist in diesem Fall eine Diagonalmatrix.

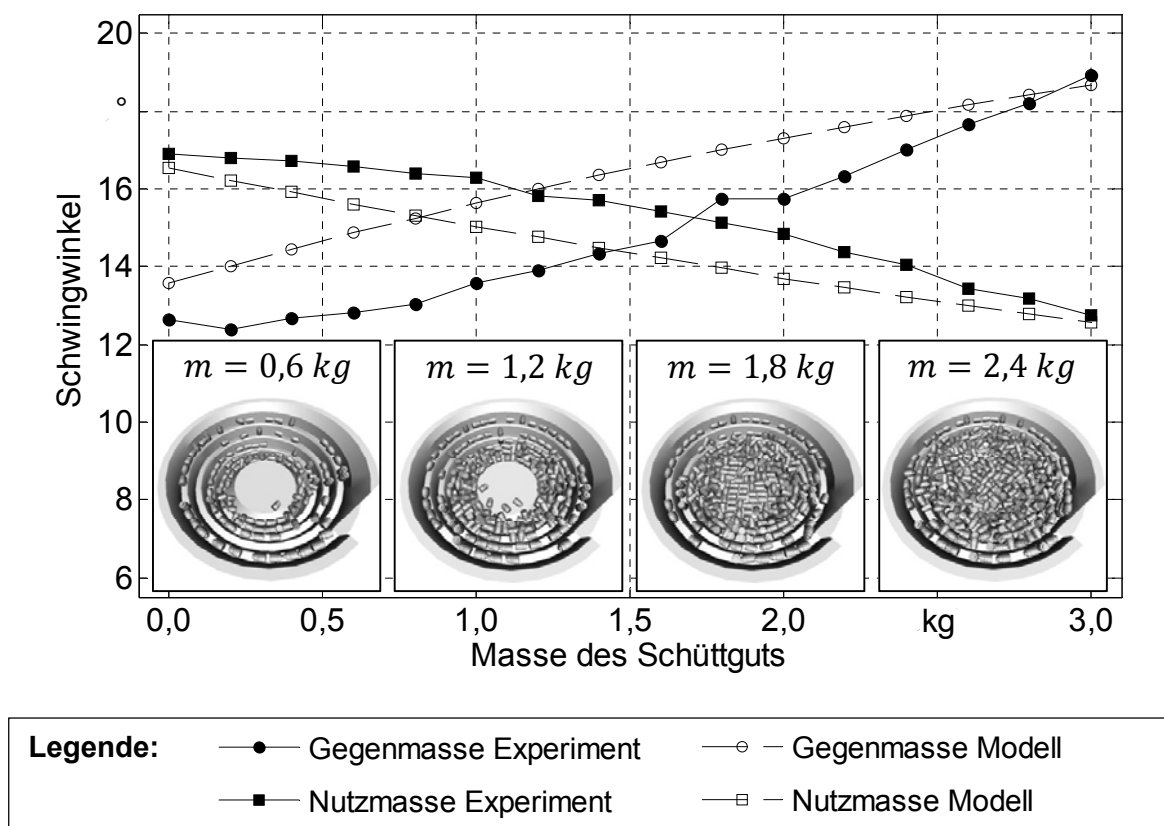


*Abbildung 40: Validierung für die Ersatzsysteme: (a) Schwingwinkel über Massenträgheitsmoment bei konstanter Masse:  $U = 60\%$ ;  $f_b = 86,6\text{ Hz} \rightarrow$  konstant; (b) Schwingwinkel über Masse bei konstantem Massenträgheitsmoment:  $U = 60\%$ ;  $f_b = 89,6\text{ Hz} \rightarrow$  konstant*

Die beiden Diagramme in *Abbildung 40* bekräftigen die zugrundeliegenden Annahmen des mechanischen Ersatzmodells. Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen den Mess- und Modellergebnissen zur Abbildung der Schwingwinkeländerung. Mit Hilfe des erarbeiteten Modells können die in *Kapitel 6.2.4* angeführten Empfehlungen für die Auslegung der Struktur von VWF im

unbefüllten Zustand umfassend berücksichtigt werden. Das Modell ermöglicht die Berechnung der Veränderung des Schwingwinkels bei einem Wechsel des Fördertopfes, der Integration von Ordnungsschikanen sowie bei dem gezielten Einbringen von Ausgleichsmassen.

Im zweiten Schritt wurde das Ersatzmodell auf mit Schüttgut befüllte VWF angewendet. Dies stellt den typischen Einsatz des Systems in der industriellen Praxis dar. Die Validierung erfolgte durch eine Gegenüberstellung von Messdaten mit dem Modell berechneten Schwingwinkeländerungen. Die *Abbildung 41* zeigt diesen Vergleich für den VWF Typ 1.



*Abbildung 41: Vergleich zwischen Mess- und Modellergebnissen für den Schwingwinkel über der Fördergutlast für VWF Typ 1:  $U = 50\%$ ;  $f_b = 104,4\text{ Hz}$*

Analog zu den Versuchen in *Kapitel 6.2.3.2* wurde die Befüllung des Fördertopfes in der Physiksimulation mit Schraubenrohlingen von 0 bis 3,0 kg in Schritten von 0,2 kg erhöht. Im nächsten Schritt wurden gemäß *Kapitel 6.3.3* die Parameter  $r_{S,k}$  und  $L_k$  für das Ersatzmodell bestimmt. Die verwendeten Werte für die Massenmatrix sind im Anhang in *Tabelle 12* dargestellt. Anschließend wurde die Bewegungs-

differenzialgleichung für die Zeit von 0 bis 10 Sekunden in den diskreten Zuständen der Fördergutlast mit dem Runge-Kutta-Verfahren vierter Ordnung gelöst und die Schwingwinkel für Nutz- und Gegenmasse berechnet. Zudem wurden die Betriebschwingungen in den generalisierten Koordinaten graphisch ausgegeben. Die Berechnungen wurden mit Hilfe eines Standard Business Computer mit einem 64-bit Betriebssystem, 4,00 GB RAM und einem Intel® Core™ i5 CPU M 520 2,40 GHz ausgeführt. Für jeden diskreten Zustand der Fördergutlast dauerte die Berechnung etwa 29 Sekunden. Diese geringe Zeitdauer belegt die Rechenzeiteffizienz der erarbeiteten linearen Bewegungsdifferenzialgleichung.

Für den Schwingwinkelverlauf der Nutzmasse in *Abbildung 41* kann eine gute Übereinstimmung zwischen Modell- und Messergebnissen gezeigt werden. Bei der Gegenmasse sind die Abweichungen vergleichsweise höher. Dies ist auf die getroffenen Vereinfachungen für die Berücksichtigung der Fördergutlast in der Massenmatrix zurückzuführen. Insgesamt ermöglicht das rechenzeiteffiziente Ersatzmodell eine hinreichend genaue Bestimmung der Schwingwinkeländerung durch die Topfbefüllung und damit eine zielführende Berücksichtigung bei der simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF.

### 6.4 Zusammenfassung

Im Rahmen umfassender experimenteller Schwingungsanalysen von VWF konnten neue Erkenntnisse über das Betriebsschwingungsverhalten dieser Zuführsysteme erlangt werden. Unter dem Einfluss der Fördergutlast ändert sich der Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse signifikant. Dies kann je nach vorliegendem Fördergut und Funktionsprinzip der am Fördertopf fixierten Ordnungsschikanen zu Beeinträchtigungen in den Leistungsmerkmalen führen. Auf Basis der analysierten Wechselwirkungen zwischen Schwingwinkel und Fördergutlast wurde ein neues mechanisches Ersatzmodell für befüllte VWF erarbeitet und validiert. Das Modell zeichnet sich durch die Übertragbarkeit auf eine Vielzahl an unterschiedlichen strukturellen Aufbauten von VWF aus und ist aufwandsarm zu berechnen. Es bietet die wesentliche Grundlage für die Berücksichtigung der Empfehlungen für die Auslegung von VWF mit Schikanen im unbefüllten und im befüllten Zustand.



## 7 Simulationsgestützte Auslegungsmethodik

### 7.1 Vorbemerkungen

Mit den Skalierungsgleichungen, der automatisierten Gestaltoptimierung und dem mechanischen Ersatzmodell stehen vielversprechende Lösungen für eine simulationsgestützte Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF zur Verfügung. Im Rahmen dieses Kapitels erfolgt die Synthese der einzelnen Ergebnisse in einem systematischen Vorgehen zur zielgerichteten und effizienten Auslegung auf Basis der Physiksimulation. Die im Folgenden beschriebene Methodik bildet die Grundlage für den Erkenntnistransfer der Lösungen von der Wissenschaft hin zu einem durchgängigen Einsatz in der industriellen Praxis. Das in *Kapitel 7.2* dargestellte Vorgehen basiert auf den Arbeiten des Autors in HOFMANN & REINHART (2013B).

### 7.2 Anwendungsorientierte Beschreibung der Methodik

#### 7.2.1 Modellbildung und Analyse des Fördergutverhaltens

Die simulationsgestützte Auslegungsmethodik für Ordnungsschikanen ist in *Abbildung 42* dargestellt. Das Vorgehen besteht insgesamt aus neun Schritten. Der erste Schritt sieht die Analyse des dynamischen Fördergutverhaltens mit Hilfe der Physiksimulation vor. Dies erfordert lediglich die Bereitstellung von standardisierten 3D CAD-Daten des Förderguts, Musterteile werden hierfür nicht benötigt. Dadurch kann der Auslegungsprozess bereits früher beginnen. Zunächst wird durch die Analyse der Fördergutabmessungen und der spezifizierten Systemanforderungen der Fördertopf im CAD dimensioniert (*Abbildung 43*, Schritt 1a)). Hierfür kann beispielsweise das von NIESS (1983) erarbeitete Vorgehen angewandt werden oder es sind standardisierte Baugrößen verfügbar. Anschließend werden ein dreidimensionales Modell des Fördertopfes und ein einzelnes Fördergut in die Physiksimulation geladen und mit Hilfe der Skalierungsgleichungen aus *Kapitel 4.3.2* in den skalierten Modellraum überführt. Die Modellierung der Betriebsschwingungen des Fördertopfes erfolgt mit Hilfe des mechanischen Ersatzmodells für befüllte VWF (*Kapitel 6.3.2*). Hierbei ist generell auf eine hinreichende Diskretisierung der periodischen Bewegung des Fördertopfes zu achten. Besonders geeignet ist eine Abtastung des sinusförmigen Signals mit bis zu  $\sigma = 20$  Stützstellen pro Periode (REINHART & HOFMANN 2012). Bei gegebener Betriebsschwingungsfrequenz  $f_b$  des VWF kann mit *Gleichung (7.1)* der geeignete Simulationszeitschritt  $\Delta t$  berechnet werden.

$$\Delta t = \frac{1}{\sigma \cdot f_b} \quad \text{mit } 10 \leq \sigma \leq 20 \quad (7.1)$$

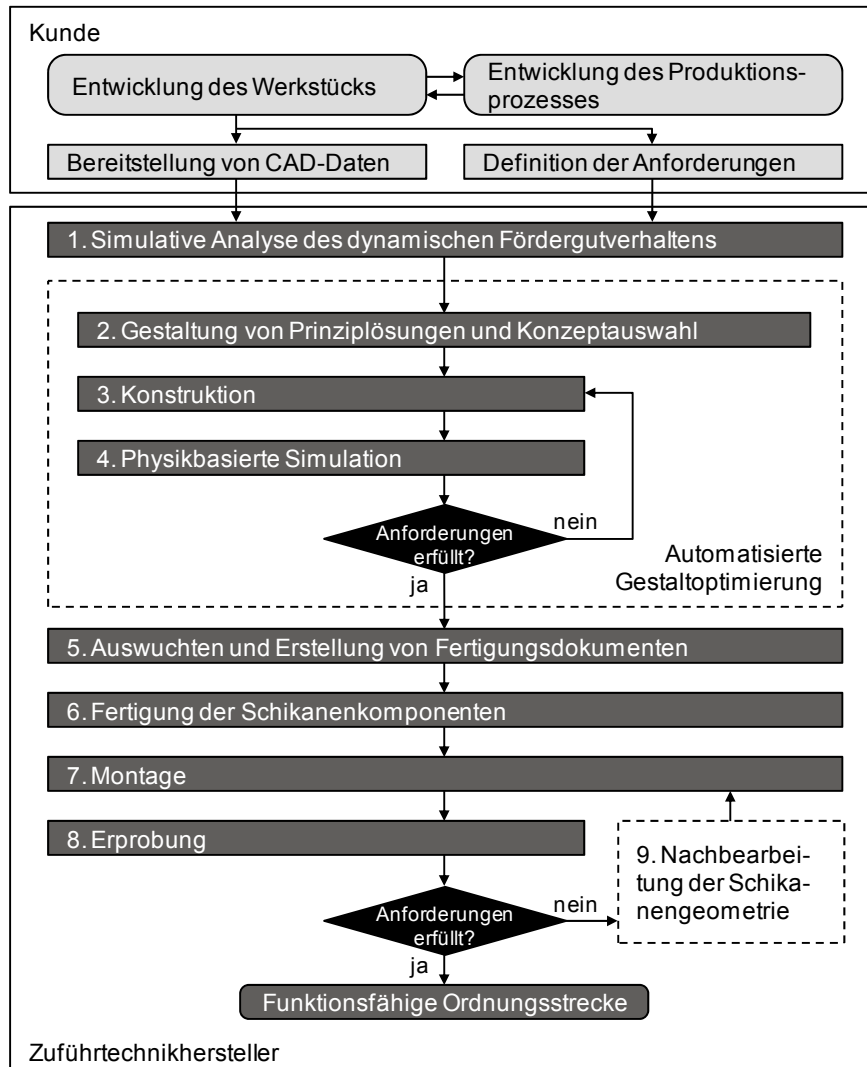


Abbildung 42: Simulationsgestützte Auslegungsmethodik für Ordnungsschikanen

Die physikbasierte Modellbildung im Schritt 1b) erfordert die Eingabe von Massen, Massenträgheitsmomenten sowie Gleitreibungs- und Stoßkoeffizienten. Die Massen und die Trägheitsmomente können aufwandsarm aus dem CAD-Programm übernommen werden. Zur Bestimmung der Parameterwerte für die Gleitreibungs- und Stoßkoeffizienten stehen zahlreiche Möglichkeiten zur Verfügung. Geeignete Parameterwerte können aus Tabellen- und Fachbüchern, Datenblättern, frei zugänglichen oder kostenpflichtigen Datenbanken, wissenschaftlichen Publikationen und durch einfache Experimente ermittelt werden (FETZNER 2012). Die angeführten physikalischen Größen sind entsprechend dem Kapitel 4.3.2 zu skalieren.

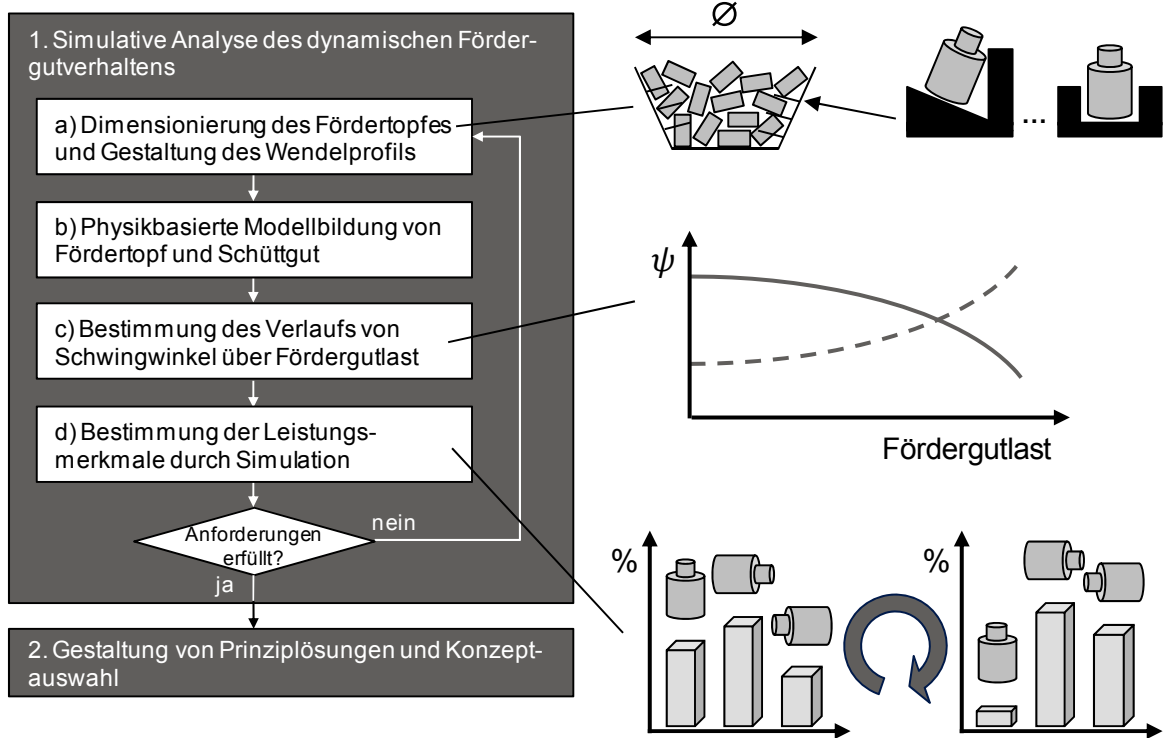


Abbildung 43: Simulative Analyse des dynamischen Fördergutverhaltens

Sind Fördertopf und Fördergut in die Physiksimulation geladen, zueinander positioniert, parametrisiert und skaliert, werden mit Hilfe des mechanischen Ersatzmodells im Schritt 1c) die Betriebsschwingungen und die Schwingwinkeländerung berechnet. Hierfür wird das Ersatzmodell nach Kapitel 6.3.3 parametrisiert. Dabei wird der Fördertopf in der Physiksimulation mit Schüttgut befüllt. Dies geschieht für diskrete Zustände der Befüllung mit einer entsprechenden Anzahl an Fördergütern. Für die effiziente Erzeugung von Schüttgut eignet sich die von LACOUR (2012) erarbeitete Methode der sogenannten Quelle. Eine Quelle reproduziert ihre Geometrie in der initialen Orientierung in einem definierten Zyklus. Mit der Erstellung des Schüttguts ist die Physiksimulation lauffähig und es kann eine gleichmäßige, quasi-stationäre Schüttgutverteilung simuliert und die Massenmatrix anschließend parametrisiert werden. Durch das Lösen der Bewegungsdifferentialgleichung kann für jeden Zustand der Befüllung die Schwingwinkeländerung des Fördertopfes berechnet werden. Die Schwingwinkeländerung ist ein fördergutspezifisches Charakteristikum. Je nach Fördergutverhalten und Höhe der Schwingwinkeländerung kann die maximale und minimale Befüllmenge des Fördertopfes und damit der Nachfüllzyklus festgelegt werden. Die Anwendung des mechanischen Ersatzmodells erfordert die Verfügbarkeit von CAD-Daten, insbesondere um die Parameter für den Trägheitstensor von Nutz- und Gegenmasse zu ermitteln. Ordnungsschikanen können

entweder für eine Neuentwicklung eines VWF oder für bestehende, bereits in der Produktion eingesetzte Systeme ausgelegt werden. Sind neue Schikanen für bestehende VWF auszulegen und es sind keine CAD-Modelle verfügbar, sind im Rahmen der simulationsgestützten Auslegungsmethodik für eine hinreichend genaue Abbildung der Betriebsschwingungen Messwerte zu verwenden und mit der zyklischen Starrkörpertransformation nach REINHART & HOFMANN (2012) in der Physiksimulation nachzubilden.

Mit der Kenntnis der Betriebsschwingungen werden im Schritt 1d) die Leistungsdaten des Systems bestimmt. Hierbei sind die Kennzahlen Fördergeschwindigkeit und prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen von Bedeutung. Ist eine Verbesserung der Leistungsmerkmale notwendig, dienen das Querschnittsprofil der Förderwendel, der Topfdurchmesser sowie die Befüllmenge als wesentliche Stellgrößen. Hierbei sind die folgenden drei Prämissen möglichst gut zu erfüllen:

1. Das Querschnittsprofil der Förderwendel, der Topfdurchmesser und die Befüllmenge sind stets so zu wählen, dass eine hohe Fördergeschwindigkeit bei gleichzeitig stabilem Fördergutverhalten resultiert.
2. Da die Anzahl an Fördergutorientierungen mit der Anzahl an notwendigen Schikanen korreliert, ist das Querschnittsprofil der Wendel so zu gestalten, dass bereits im Topf möglichst wenige Fördergutorientierungen auftreten.
3. Hierbei ist als weitere Nebenbedingung darauf zu achten, dass sich die prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen mit maximaler Ausprägung nach Möglichkeit bei der Wunschorientierung ergibt.

Grundsätzlich ist es auch möglich, bereits im ersten Schritt der Auslegungsmethodik die automatisierte Gestaltoptimierung auf den Fördertopf anzuwenden. Die in *Kapitel 5* erarbeiteten Formalismen sind dafür geeignet. Mit dem Designvektor können die geometrischen Abmaße des Fördertopfes beschrieben und mit der Zielfunktion der Effizienz können die Prämissen zwei und drei quantifiziert und bewertet werden. Die erste Prämisse wird mit der Zielfunktion der mittleren Fördergeschwindigkeit erfasst, wobei eine Entkopplung des Designvektors aufgrund des hohen Einflusses des Wendelprofils hier nicht sinnvoll ist. Das Ergebnis des ersten Schrittes ist ein Fördertopf mit geeigneten geometrischen Abmaßen und idealer Befüllmenge für ein vorliegendes Fördergut.

### **7.2.2 Konzepterstellung und -bewertung**

Der zweite Schritt der simulationsgestützten Auslegungsmethodik sieht die Gestaltung von prinzipiellen Ordnungslösungen sowie eine Konzeptauswahl auf Basis von

Simulationsergebnissen vor. Die einzelnen Schritte dazu sind in *Abbildung 44* dargestellt und orientieren sich an den allgemeinen Empfehlungen zur methodischen Entwicklung von Zuführsystemen nach HILGENBÖCKER (1985). Durch die Gegenüberstellung der simulativ ermittelten Verteilung der Fördergutorientierungen mit der gewünschten Orientierung werden zunächst lösungsneutrale Ordnungsfunktionen definiert (Schritt 2a)). Durch eine Kopplung dieser Funktionen ergeben sich unterschiedliche Funktionsstrukturen, wobei den einzelnen Funktionselementen im nächsten Teilschritt durch einen Morphologischen Kasten ein oder mehrere physikalische Effekte zugewiesen werden. Die Matrixanordnung von Ordnungsfunktionen und Prinziplösungen in *Abbildung 44* stellt hierbei eine empirische Datenbank dar, in der sowohl individuelle Ordnungsprinzipien als auch die Lösungsvorschläge der in *Kapitel 2.3.3.2* zitierten Arbeiten implementiert sein können.

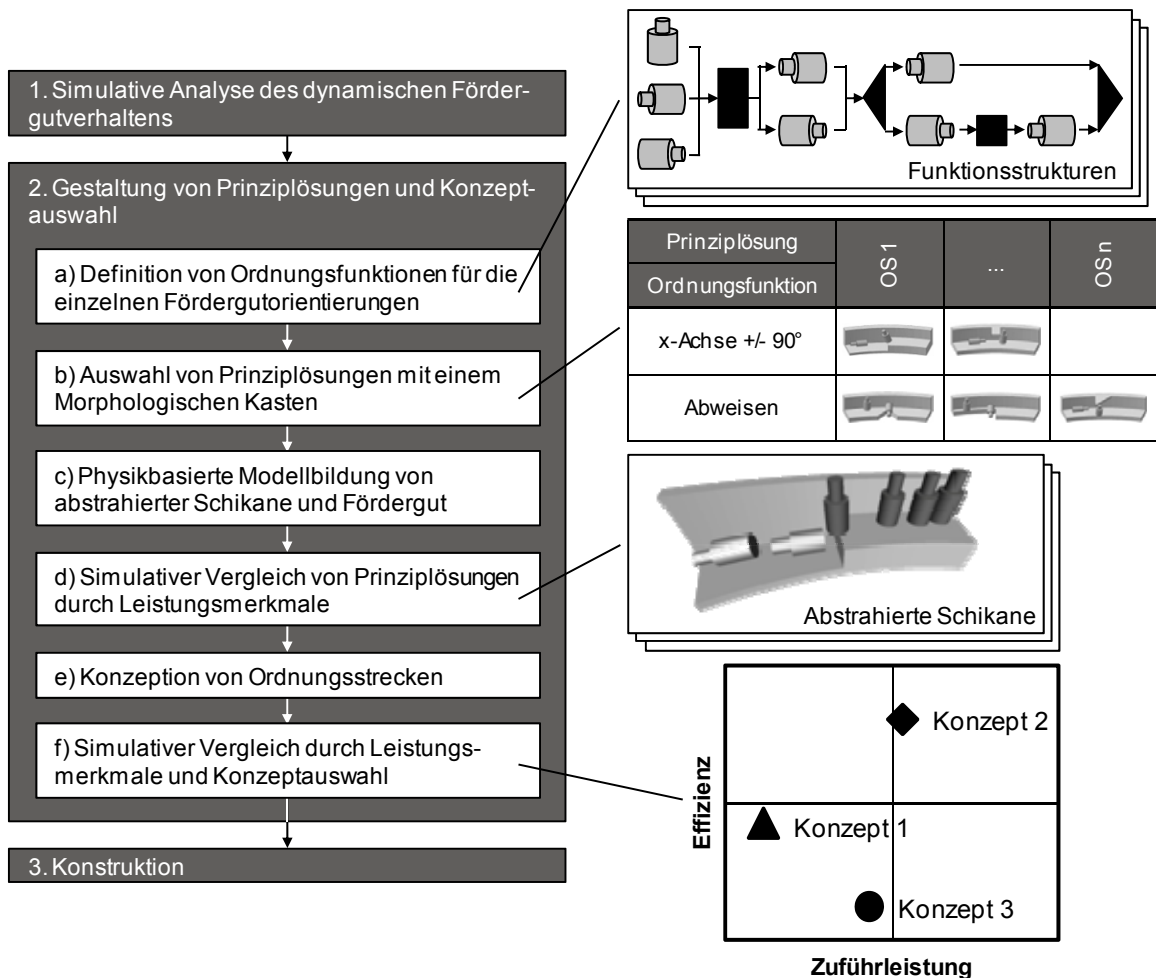


Abbildung 44: Gestaltung von Prinziplösungen und Konzeptwahl mit Hilfe der Physiksimulation

Da nicht für jede Ordnungsfunktion eine Prinziplösung vorhanden sein muss, reduziert sich die Anzahl der simulativ zu betrachtenden Funktionsstrukturen. Ob die gewählten Prinziplösungen auf die spezifische Fördergutgeometrie anwendbar sind und damit die Ordnungsfunktion physikalisch erfüllt werden kann, wird mit Hilfe einfacher Simulationsmodelle überprüft. Für jede ausgewählte Prinziplösung ist ein einfaches CAD-Modell der Wirkflächen zu erstellen oder dem Morphologischen Kasten ist bereits ein parametrisiertes Modell hinterlegt, welches mit der Fördergutgeometrie in die Physiksimulation geladen (Schritt 2c)) und anschließend die Funktionalität überprüft wird (Schritt 2d)).

Im Folgenden werden diejenigen Prinziplösungen für Konzepte von ganzen Ordnungsstrecken betrachtet, für welche die Funktionalität im Bezug zur vorliegenden Fördergutgeometrie und Ordnungsaufgabe gegeben ist (Schritt 2e)). Durch eine geeignete Aneinanderreihung der abstrahierten Schikanen entsprechend den definierten Funktionsstrukturen können deren Leistungsmerkmale simulativ bestimmt werden. Mit Hilfe einer quantitativen Gegenüberstellung der Konzepte hinsichtlich der Kennzahlen Zuführleistung und Effizienz kann das beste Konzept für eine detaillierte Konstruktion gefunden werden (Schritt 2f)). Die Definition der Zuführleistung ist dem *Kapitel 2.1* zu entnehmen. Für den Vergleich von Konzepten mit unterschiedlicher Topologie muss die Effizienz nach der klassischen Definition in *Kapitel 2.1* verwendet werden.

Für die Schritte 2d) und 2f) bietet sich die Integration der automatisierten Gestaltoptimierung an. Mit der in *Kapitel 5.3.1* definierten Optimierungsstrategie ist für ein vorliegendes Konzept zunächst mit der Physiksimulation die maximale Schwingungsamplitude für eine hohe Fördergeschwindigkeit zu finden. Anschließend wird für jeden Zustand der Amplitude die Effizienz durch eine automatisierte und gezielte Variation der Wirkflächen optimiert. Bei Bedarf ist eine gewünschte Mindesteffizienz festzulegen und beim Auftreten mehrerer globaler Optima ist die diskrete Faltung nach *Kapitel 5.3.2* zu verwenden. Ferner ist ein manuelles Vorgehen zur Anpassung der Wirkflächen als Alternative in die Methodik einzubeziehen. Eine starre Integration einer der beiden Möglichkeiten bringt Risiken und Chancen gleichermaßen mit sich. Bei der manuellen Anpassung besteht das Risiko, dass das beste Konzept für ein spezifisches Fördergut nicht gewählt wird, da die nach dem Trial-und-Error-Prinzip betrachteten Schikanenparameter zufällig keine guten Leistungsdaten erbrachten. Die automatisierte Gestaltoptimierung wurde im Rahmen dieser Arbeit grundlagenwissenschaftlich durchdrungen und es besteht aktuell bei der Modellbildung ein gewisser Aufwand für die Aufbereitung der Objektgeometrie zur Definition des Designvektors (vgl. *Kapitel 5.4.2*). Dadurch ergibt sich das Risi-

ko, dass ein signifikanter Modellbildungsaufwand betrieben wird, obwohl mit einem einfachen Trial-und-Error-basierten Vorgehen schnell hätte geklärt werden können, ob die betrachtete abstrahierte Schikane die Funktion überhaupt beziehungsweise deutlich besser als die anderen Konzepte erfüllen kann. Hierin liegt die Chance bei der manuellen Anpassung. Unter Einbeziehung von bekannten Abschätzungsmethoden (*Kapitel 2.3.3.3*) für die initiale Wahl der Geometrieparameter der Schikane, theoretischen Überlegungen oder auch Erfahrungswerten, können in den Schritten 2d) und 2f) im Vergleich zur automatisierten Optimierung Zeit und Kosten eingespart werden, da bereits ohne Optimierungsalgorithmen aussagekräftige Erkenntnisse für den Konzeptentscheid vorliegen können. Die große Chance bei Anwendung der Gestaltoptimierung liegt hingegen darin, dass bereits in der Konzeptfindung optimale Geometrieparameter identifiziert werden, die für die folgenden Auslegungsschritte übernommen werden können und dadurch der zunächst höhere Aufwand amortisiert wird. Es wird insgesamt deutlich, dass eine starre Integration der automatisierten Gestaltoptimierung im Sinne eines effizienten Auslegungsprozesses nicht zielführend ist. Vielmehr wird ein hybrider Ansatz vorgeschlagen, wobei dem Konstrukteur für den Schritt zwei die Wahl der passenden Maßnahme übertragen wird.

Durch das beschriebene Vorgehen im zweiten Schritt kann bereits bei der Gestaltung von Prinziplösungen deren Funktionsfähigkeit überprüft werden, ohne zeit- und kostenintensive Experimente an einem Ersatzsystem durchführen zu müssen, wie dies beim konventionellen Auslegungsprozess der Fall ist. Dadurch kann die Iterationsschleife des konventionellen Vorgehens von Schritt acht zurück auf Schritt zwei (*Abbildung 7*) vollständig vermieden werden. Zudem ermöglicht die neue Systematik einen wirtschaftlichen Vergleich von Lösungsalternativen, der bei der konventionellen Auslegung aufgrund des experimentellen Aufwands nicht geben ist.

### **7.2.3 Detaillierte Konstruktion, Umsetzung und Inbetriebnahme**

Nach der Konzeptwahl in Schritt zwei folgt die detaillierte Konstruktion der Ordnungsstrecke (Schritt drei, *Abbildung 42*). Hier werden Konstruktions- und Verbindungselemente in das CAD-Modell eingebracht, um die Schikane in den VWF integrieren zu können. Der vierte Schritt sieht die physikbasierte Simulation der detaillierten Ordnungsstrecke vor. In Abhängigkeit von der Wahl des Einsatzes der automatisierten Gestaltoptimierung in Schritt zwei variiert der Aufwand für den vierten Auslegungsschritt. Grundsätzlich ist dieser Schritt immer dann durchzuführen, wenn sich aufgrund der eingebrachten Konstruktions- und Verbindungselemente eine Änderung in der Form und Lage der Wirkflächen der Schikanen ergeben hat.

Liegt dieser Fall vor, so sieht die Auslegungsmethodik hier ebenfalls die Entscheidung beim Konstrukteur, die automatisierte Gestaltoptimierung im vierten Schritt einzusetzen. Im Falle einer manuellen Anpassung kann die Anwendung der Ursache-Störungs-Matrix nach HOFMANN & REINHART (2013B) eine zielführende Hilfestellung bieten. Hierbei werden den auftretenden Störungen verursachende Geometriemerkmale der Schikane und damit der Entstehungsort zugewiesen, um zielgerichtet eine manuelle Variation der Schikanengeometrie zu bewirken. Dieses Werkzeug kann im Schritt zwei bei einer manuellen Geometrievariation ebenfalls Einsatz finden.

Im fünften Schritt werden analog zur konventionellen Auslegung die Fertigungsdocuments erstellt, die Komponenten gefertigt (Schritt sechs) und an den Fördertopf montiert (Schritt sieben). Allerdings beinhaltet der fünfte Schritt im Vergleich zum konventionellen Vorgehen zusätzlich den Teilschritt Auswuchten. Die Funktionsfähigkeit einer Ordnungsschikane ist neben einer entsprechenden Gestaltung der Wirkflächen maßgeblich von der Bewegungsform der Schikane abhängig (DALLINGER ET AL. 2012). Werden Schikanen am Fördertopf montiert und statische und dynamische Unwuchten des VWF nicht kompensiert, kann dies zu häufigen Betriebsstörungen führen. Ein einfaches Vorgehen zum CAD-gestützten Auswuchten von VWF mit Ordnungsschikanen findet sich in LOY (2010). Ist hierbei der Schwingwinkel des Fördertopfes in einem bestimmten Wertebereich zu halten, so muss der relative mechanische Widerstand  $\Pi$  gemäß den Empfehlungen für die Auslegung der Struktur eines VWF in *Kapitel 6.2.4* entsprechend angepasst werden. Um dies zu realisieren, muss das neue mechanische Ersatzmodell angewendet werden.

Die Abstimmung der Schikanen basiert auf einem Simulationsmodell und ein Modell ist gemäß VDI RICHTLINIE 3633 eine „*vereinfachte Nachbildung eines geplanten oder real existierenden Systems*“. Deshalb sollte die Ordnungsstrecke im achten Schritt am realen System erprobt werden. Sollten geringfügige Nacharbeitsumfänge notwendig sein, sind diese im neunten Schritt durchzuführen. Andernfalls liegt eine funktionsfähige Ordnungsstrecke vor. Aufgrund der gezeigten Genauigkeiten der Simulationsergebnisse im Rahmen der Anwendungsbeispiele in den *Kapiteln 4, 5* und *6* ist zu erwarten, dass die Iterationsschleife des konventionellen Auslegungsprozesses von Schritt zehn zu vier (*Abbildung 7*) vollständig vermieden werden kann. Eine detaillierte Diskussion der Nutzenpotenziale des simulationsgestützten Vorgehens im Vergleich zum konventionellen ist nach Anwendung der Methodik im *Kapitel 8* präsentiert.



## **8 Anwendung der Auslegungsmethodik und Bewertung**

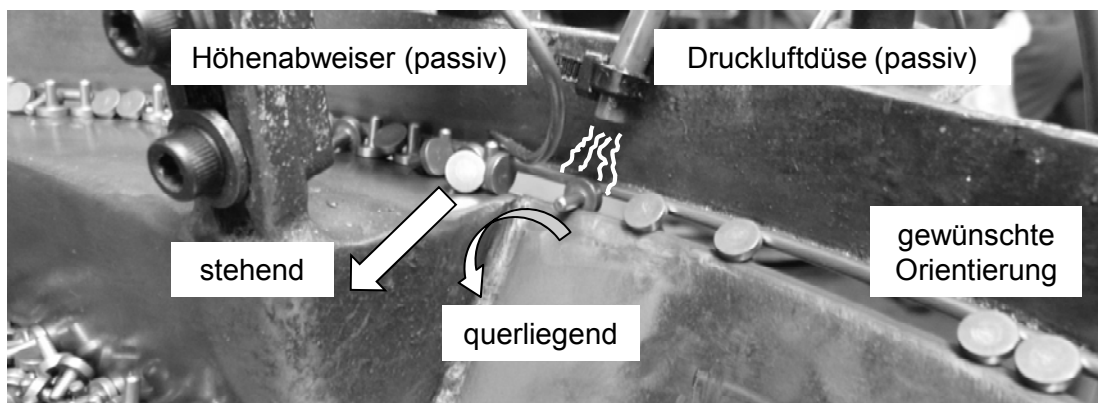
### **8.1 Betrachtungsraum**

In den *Kapiteln 4, 5 und 6* wurden die wesentlichen Grundlagen für eine simulationsgestützte Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF geschaffen. Die jeweiligen Ergebnisse wurden in den einzelnen Kapiteln in mehreren repräsentativen Validierungsszenarien angewendet. Hierbei konnten die Potenziale zur Verbesserung der Auslegung von Schikanen direkt abgeleitet und den jeweiligen Lösungsansätzen zugeordnet werden. Insgesamt wurden die Simulationsergebnisse durch den umfassenden Vergleich mit experimentellen Daten erfolgreich validiert. In *Kapitel 7* wurden die grundlegenden Ergebnisse systematisch in eine neue Auslegungsmethodik integriert, um einen zielgerichteten Transfer von der Wissenschaft in die industrielle Praxis zu ermöglichen. Das Ziel dieses Kapitels ist schließlich die industrielle Anwendung der simulationsgestützten Auslegungsmethodik (*Kapitel 8.2*), um eine technische (*Kapitel 8.3*) und wirtschaftliche (*Kapitel 8.4*) Potenzialeinschätzung durchführen zu können. Die Bewertungen beziehen sich auf den qualitativen Vergleich zwischen dem konventionellen und dem simulationsgestützten Vorgehen sowie auf eine quantitative Gegenüberstellung der aus den beiden Vorgehensweisen resultierenden Schikanen für ein repräsentatives Fördergut. Weiterhin wird der jeweilige Erfüllungsgrad der in *Kapitel 3* spezifizierten technischen und methodischen Anforderungen in die Bewertung einbezogen.

### **8.2 Simulationsgestützte Auslegung einer Ordnungsstrecke am Beispiel eines Schraubenrohlings**

Die digitale Auslegung wurde in Kooperation mit einem Industrieunternehmen durchgeführt und an einem realen Fertigungsprozess angewendet. Dadurch konnten umfassende Aussagen über die Nutzenpotenziale und Grenzen der Ergebnisse dieser Arbeit erlangt werden. Unter Berücksichtigung der Analysen von FRANK (1975) und SWIFT & REDFORD (1978) wurde ein Schraubenrohling als repräsentatives Fördergut ausgewählt, da der Hauptanteil an handzuhabenden Werkstücken in der automatisierten Produktion eine zylindrische Grundform aufweist. Der Schraubenrohling ist in *Abbildung 45* zu sehen und besitzt eine Gesamtlänge von 8,4 mm, einen Schraubenkopfdurchmesser von 7,7 mm und einen Schaftdurchmesser von 2,8 mm. Aufgrund des Verhältnisses von Gesamtlänge zu Schraubenkopfdurchmesser nahe eins gilt dieses Werkstück als anspruchsvoll zu ordnen.

Das Fördergut wird mit Hilfe eines VWF einem Walzprozess zugeführt und es besteht bereits eine konventionell ausgelegte Ordnungsstrecke (*Abbildung 45*). Die Fertigungsanlage für den Walzprozess kann unterschiedliche Schraubenrohlinge verarbeiten. Für das betrachtete Fördergut könnte beim Walzprozess eine Taktzeit von 350 Teile/min realisiert werden. Der VWF bietet aufgrund der Ordnungsstrecke eine Zuführleistung von lediglich 107 Teile/min bei einer Effizienz von 99,51 %. Die niedrige Zuführleistung ist auf das passive Ordnungsprinzip zurückzuführen. Alle Fördergüter, die sich nicht mit dem Schaft in die Nut orientiert haben, werden mittels einer Druckluftdüse zurück in das Haufwerk geblasen. Zudem werden alle auf dem Schraubenkopf stehenden Fördergüter mittels eines Höhenabweisers zurück in das Haufwerk geschleust.



*Abbildung 45: Schraubenrohling und konventionell ausgelegte Schikane*

Für den Schraubenrohling wurde die simulationsgestützte Auslegungsmethodik aus *Kapitel 7.2* angewendet, um eine verbesserte Ordnungsstrecke zu realisieren. Hierbei musste die laufende Produktion nicht unterbrochen werden, die Auslegung geschah parallel. Die Durchführung der Auslegung erfolgte im Rahmen einer Studienarbeit (MAYR 2012), wobei der Studierende die methodischen Anforderungen aus *Kapitel 3.3* erfüllte, jedoch kein Erfahrungswissen über die Vibrationsfördertechnik und Ordnungsstrecken hatte. Für die Auslegung wurden die Bullet Physics Engine Version 2.79 und das Programm industrialPhysics Version alpha A 1541 verwendet.

Entsprechend der simulationsgestützten Auslegungsmethodik nach *Abbildung 42* wurden im Dialog mit dem Industrieunternehmen die wesentlichen Leistungsmerkmale wie die mindeste Zuführleistung und die gewünschte Ausgangsorientierung spezifiziert. Zudem wurden weitere Anforderungen wie die Vermeidung von Druckluft und anderen Hilfsmedien sowie die Bevorzugung eines aktiven Ordnungsprinzips definiert. Anschließend erfolgte im Rahmen des ersten Auslegungs-

schrittes die Analyse des dynamischen Fördergutverhaltens mit Hilfe der Physiksimulation. Bei dem existierenden Fördertopf handelt es sich um eine Schweißkonstruktion, für die keine CAD-Daten zur Verfügung stehen. Für die Bestimmung der Anzahl und prozentualen Verteilung der Fördergutorientierungen wurde im CAD ein geeignetes Ersatzsystem für den Fördertopf erstellt. Durch die nicht verfügbaren physikalischen Parameter für den geschweißten Fördertopf konnte das mechanische Ersatzmodell für die Berechnung der Betriebsschwingungen nicht angewendet werden. Für einen künftigen und durchgängigen Einsatz der Auslegungsmethodik in der industriellen Praxis ist es durchaus möglich, dass diese Situation gelegentlich auftritt. Es ist davon auszugehen, dass nicht zwingend alle Zuführtechnikhersteller und Anwender der Vibrationsfördertechnik umfassende CAD-Daten über VWF und damit die nötigen Informationen zur Parametrisierung des Ersatzmodells zur Verfügung haben. Im Rahmen dieses Anwendungsbeispiels mussten entsprechend der Auslegungsmethodik in *Kapitel 7.2* Messwerte und die zyklische Starrkörpertransformation nach REINHART & HOFMANN (2012) verwendet werden, um die Betriebschwingungen in der Physiksimulation zu modellieren. Die Parametrisierung der Gleitreibungs- und Stoßkoeffizienten erfolgte anhand von Tabellen in Fachbüchern.

Mit der Kenntnis über die Anzahl und prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen wurden im zweiten Auslegungsschritt prinzipielle Ordnungslösungen gestaltet. Hierfür wurden die Methoden in *Kapitel 2.3.3.2* herangezogen sowie individuelle Lösungen erarbeitet. Die strukturierte Erstellung von konzeptionellen Schikanen wurde durch die Anwendung des Morphologischen Kastens zielführend unterstützt. Es konnte festgestellt werden, dass die Methoden in *Kapitel 2.3.3.2* aufgrund des anspruchsvollen Verhältnisses von Gesamtlänge zu Schraubenkopfdurchmesser nicht immer einen Lösungsvorschlag bieten. Insgesamt konnten vier Konzepte für neue Ordnungsstrecken erarbeitet und durch die Physiksimulation quantitativ miteinander verglichen werden (*Abbildung 46*). Es mussten keine Prototypen gefertigt und in zeit- und kostenintensiven Experimenten getestet werden. Zudem wurde eine Bewertung auf Basis subjektiver Wahrnehmung vermieden.

Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse in *Kapitel 7.2* wurde ein hybrider Ansatz der automatisierten Gestaltoptimierung und der manuellen Geometrievariation angewandt. Hierfür wurden die vier Konzepte zunächst anhand ihrer initialen Leistungsmerkmale Zuführleistung und Effizienz simulativ miteinander verglichen (*Abbildung 46*), wobei die initialen Geometrieparameter durch verfügbare Abschätzungsmethoden bestimmt wurden (WEISS 1983). Mit der Ursache-Störungs-Matrix wurde bei Konzept eins gezielt die Geometrie des störungsverursachenden Ordnungsmerkmals in zwei Ausprägungen variiert. Allerdings wurde die Leistung da-

durch reduziert. Das Konzept zwei sah eine Massenstromteilung und Zusammenführung vor. Mit der Physiksimulation konnte keine geeignete Geometrie gefunden werden, so dass ein Verklemmen der Werkstücke insbesondere bei der Zusammenführung nicht auftritt. Das Konzept drei wurde durch eine Kombination von in der Fachliteratur existierenden Lösungsvorschlägen erstellt. Die Simulationsergebnisse ließen sehr schnell darauf schließen, dass die Funktionsfähigkeit eines Höhenabweisers für bestimmte Fördergutorientierungen sehr gering ist. Das vierte Konzept stellt eine individuell gestaltete Lösung aus in Reihe geschalteter aktiver Schikanen dar.

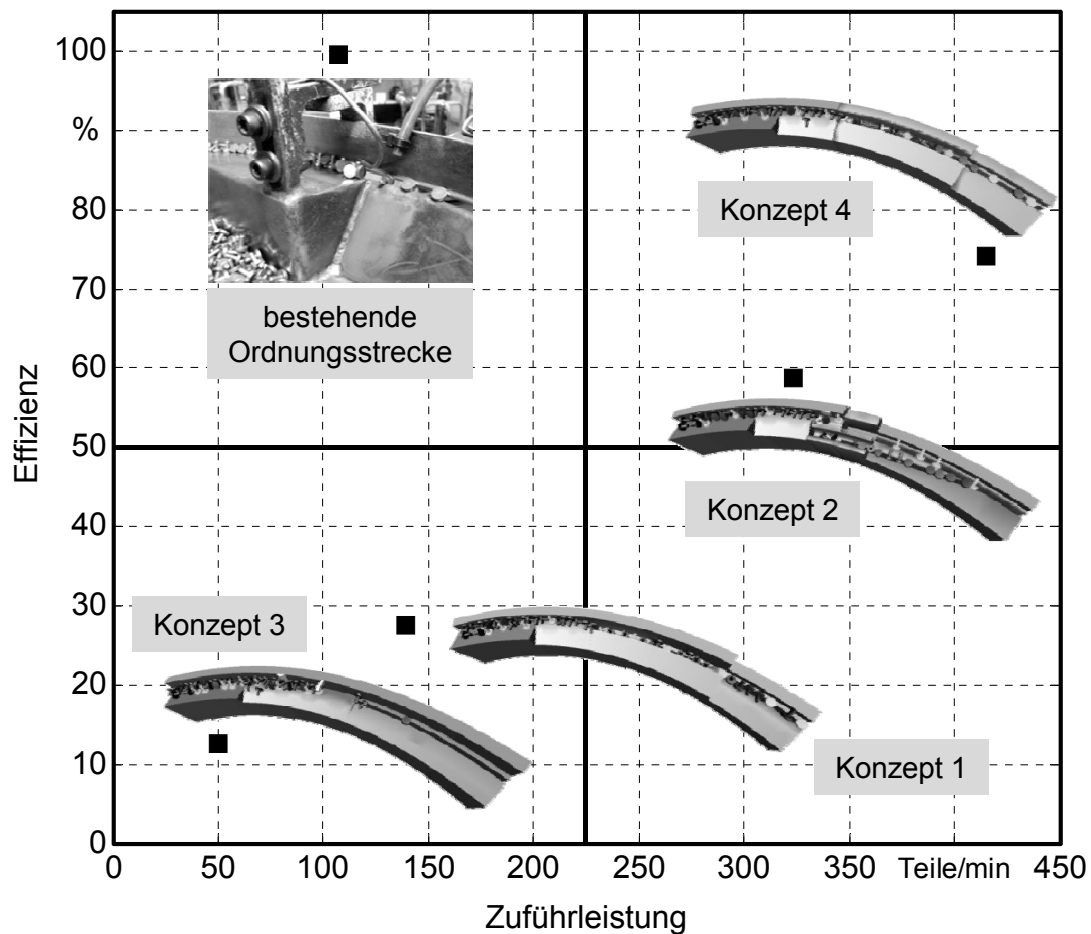
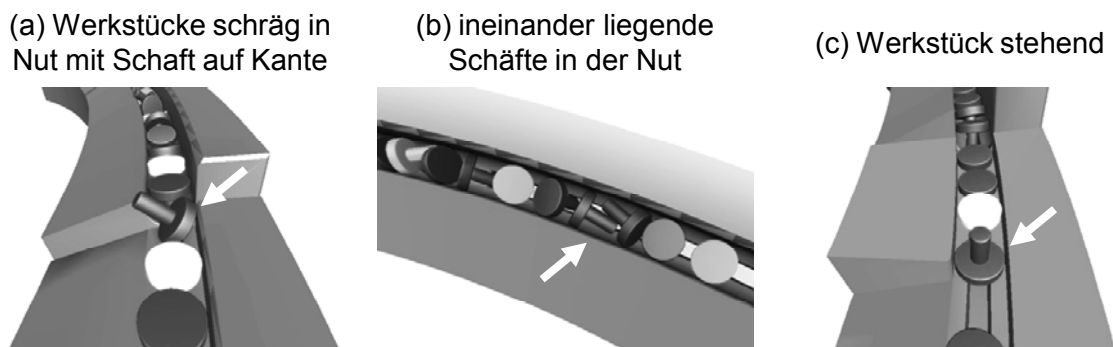


Abbildung 46: Simulativer Vergleich und Konzeptauswahl

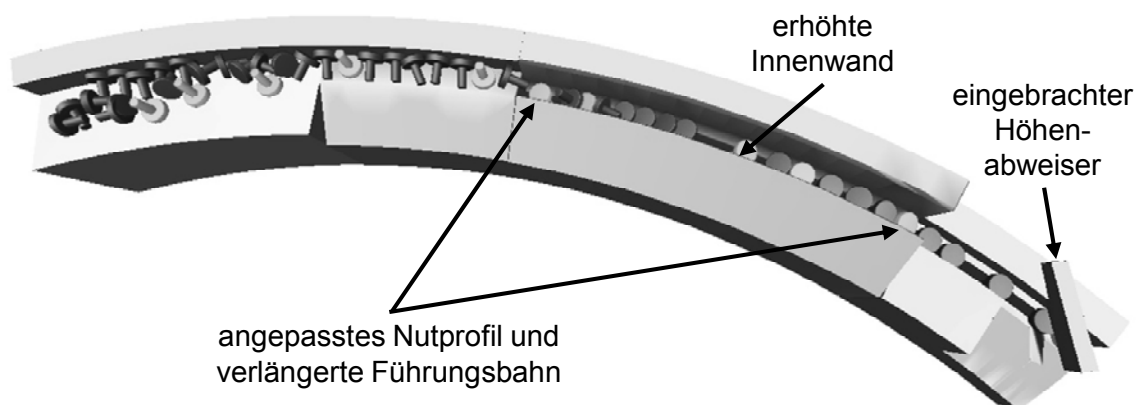
Anhand der Leistungsmerkmale wurde das Konzept vier für die detaillierte Konstruktion gewählt. In den folgenden Auslegungsschritten drei und vier wurde das Konzept hinsichtlich der Wirkflächen optimiert sowie um Konstruktions- und Verbindungselemente erweitert. Mit Hilfe der Physiksimulation konnten die Störungsursachen identifiziert und durch eine zielgerichtete Optimierung wirkungsvoll reduziert werden. So konnte die Höhe der Innenwand nach der Stufe angepasst werden,

damit die Werkstücke nicht schräg in der Nut mit dem Schaft auf der Kante liegen (*Abbildung 47*). Weiterhin konnte in der Nut ein Ineinanderliegen der Schäfte und dadurch ein gegenseitiges Blockieren bei der Umorientierung erkannt werden. Dies wurde durch eine Anpassung des Nutprofils sowie durch eine Verlängerung der Führungsbahn ressourcensparend eliminiert. Zudem trat der Störfall auf, dass aufgrund des hohen Massenstroms gelegentlich Werkstücke auf den richtig orientierten Fördergütern lagen. Durch das Einbringen eines Höhenabweisers am Auslauf konnten diese wenigen Werkstücke zurück in das Haufwerk geschleust werden.



*Abbildung 47: Aufgetretene Störungen von Konzept vier vor der Optimierung*

Durch die Optimierungsmaßnahmen wurde die Effizienz von 74,1 % auf 100 % und die Zuführleistung um 30,5 % im Vergleich zur initialen Leistung gesteigert. Die *Abbildung 48* zeigt das Simulationsmodell der optimierten Ordnungsstrecke.



*Abbildung 48: Simulationsgestützt optimierte Ordnungsstrecke für die Schrauben*

Entsprechend der simulationsgestützten Auslegungsmethodik wurden in den nachfolgenden Schritten die Fertigungsdokumente erstellt, die Komponenten gefertigt und schließlich für die Inbetriebnahme am Fördertopf montiert (*Abbildung 49*).

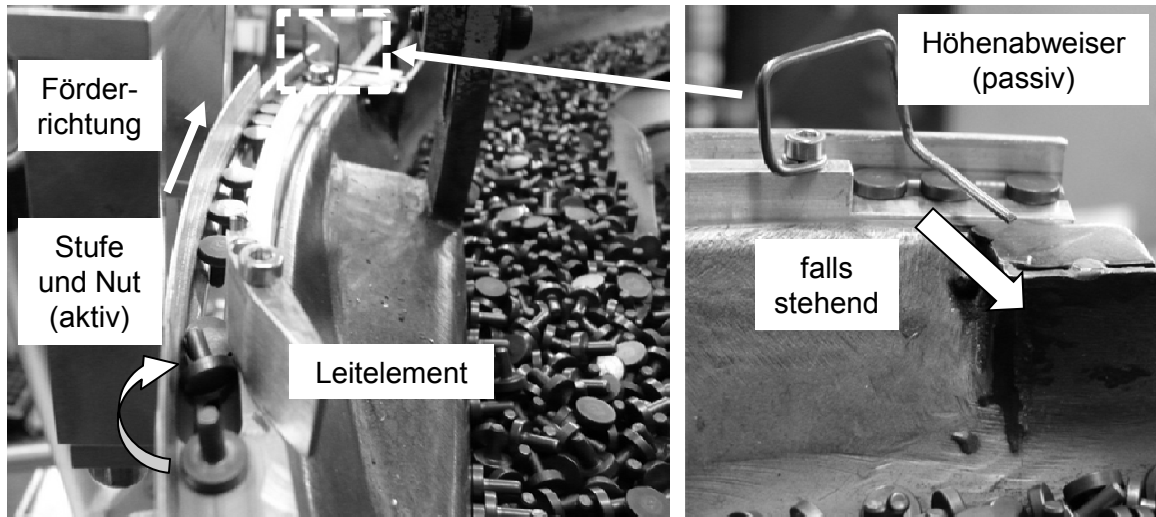
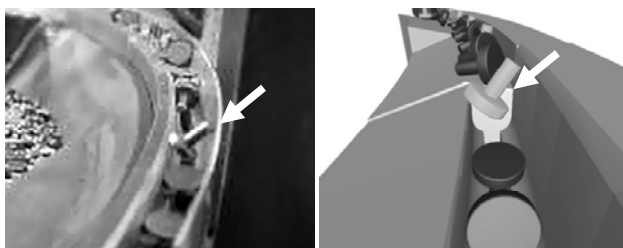


Abbildung 49: Umsetzung der simulationsgestützt ausgelegten Ordnungsstrecke

Die Auslegung der Ordnungsstrecke basiert auf einem physikbasierten Simulationsmodell und ein Modell ist nach VDI RICHTLINIE 3633 als eine „vereinfachte Nachbildung eines geplanten oder real existierenden Systems“ zu betrachten. Daher wurde die Ordnungsstrecke gemäß Schritt acht der simulationsgestützten Auslegungsmethodik im industriellen Einsatzfeld getestet. Bei der ersten Inbetriebnahme zeigte sich lediglich ein einziger Fehlerfall. Hierbei lag das Fördergut mit dem Schraubenkopf auf der Innenkante der Ordnungsstrecke auf (Abbildung 50 (a)). Da dieser Fehler in der Physiksimulation unter der Annahme einer helixförmigen Schwingung nicht auftrat, konnten die Ursachen hierfür schnell identifiziert werden.

(a) auf der Kante stehendes Werkstück aufgrund von Querschwingungen durch Unwuchten



(b) fertigungsbedingte Geometrieabweichung

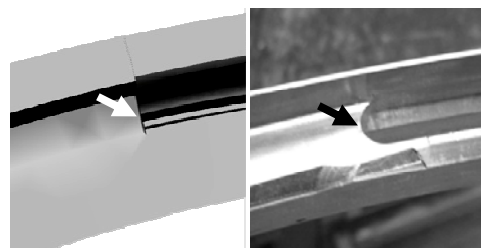


Abbildung 50: (a) Aufgetretener Fehlerfall wurde bereits nach einer Iterationschleife behoben; (b) Fehlerfall wurde durch fertigungsbedingte Abweichung des Stufenprofils begünstigt

Bei dem geschweißten und nicht ausgewuchteten Fördertopf treten aufgrund von statischen und dynamischen Unwuchten radiale Querschwingungen auf. Dadurch

wird das Werkstück quer zur Förderbahn bewegt und bleibt mit dem Schraubenkopf auf der Innenkante der Schikane stehen, ohne in die Nut zu kippen. Bei dem Aufbringen einer Querschwingung in der Physiksimulation tritt dieser Fehlerfall ebenfalls auf. Zu dieser Ursache kommt hinzu, dass die Stufe vor der Nut fertigungsbedingt nicht gerade, sondern halbkreisförmig ist. Dies begünstigt eine radiale Querbewegung der Werkstücke an der Stufe. Da das Einbringen eines Leitelements ressourceneffizienter ist, als das nachträgliche Auswuchten des geschweißten Fördertopfes, lag nach einer sehr kurzen Iterationsschleife von Auslegungsschritt acht auf neun eine voll funktionsfähige Ordnungsstrecke vor. Die Leistungsdaten der Ordnungsstrecken wurden in Videoanalysen bestimmt und sind in *Tabelle 3* präsentiert.

*Tabelle 3: Quantitativer Vergleich zwischen konventionell und simulationsgestützt ausgelegter Ordnungsstrecke*

Kennzahlen	Konventionelle Ordnungsstrecke	Simulationsgestützte Ordnungsstrecke	Prozentuale Veränderung*
Zuführleistung	107 Teile/min	478 Teile/min	+ 347 %
Effizienz	99,51 %	99,99 %	+ 0,4824 %

\*bezogen auf die konventionelle Ordnungsstrecke

Der Vergleich anhand der Leistungsdaten zeigt, dass die simulationsgestützt ausgelegte Ordnungsstrecke mit einer Zuführleistung von 478 Teile/min bei einer Effizienz von 99,99 % deutlich produktiver ist. Durch die hohe Zuführleistung kann der Walzprozess mit der gewünschten Taktzeit von 350 Teile/min gefahren werden, die Schikanen stellen nicht mehr den Produktivitätsengpass dar. Ein großes Nutzenpotenzial stellt bei dem präsentierten Beispiel die Auslegung parallel zur laufenden Produktion dar. Eine ausführliche Diskussion der Nutzenpotenziale und Einschränkungen der Ergebnisse ist im folgenden Kapitel beschrieben.

### 8.3 Nutzenpotenziale und Einschränkungen

Die Anwendung der erarbeiteten Ergebnisse im Rahmen der simulationsgestützten Auslegungsmethodik bietet vielfältige Nutzenpotenziale. Diese werden im Folgenden anhand einer qualitativen Gegenüberstellung des konventionellen und des simulationsgestützten Vorgehens beschrieben. Hierfür sei zur besseren Nachvollziehbarkeit auf die Informationen in *Kapitel 2.3.2* hingewiesen.

- Im Vergleich zum konventionellen Auslegungsprozess sind bei der neuen Methodik keine Musterteile vom Kunden an den Zuführtechnikhersteller bereitzustellen (*Abbildung 7*). Dies spart Herstellungs- und Transportkosten auf Seiten des Kunden. Der Auslegungsprozess kann durch die Bereitstellung von 3D CAD-Daten des Förderguts früher beginnen. Die Leistungsdaten Zuführleistung und Anzahl sowie prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen sind ohne zeit- und kostenintensive Experimente bestimmbar.
- Eine Verbesserung bestehender VWF mit Ordnungsschikanen kann parallel zum Einsatz des Zuführsystems erfolgen. Eine Unterbrechung der laufenden Produktion ist nicht notwendig.
- Die simulationsgestützte Auslegungsmethodik bietet die Möglichkeit des digitalen Vergleichs von Lösungsalternativen für Ordnungsschikanen. Dies gilt im Rahmen des konventionellen Vorgehens bisher als nicht wirtschaftlich, da jede Schikane gefertigt, montiert und getestet werden müsste.
- Bei der Geometrievariation bietet die Physiksimulation wesentlich mehr Gestaltungsfreiräume als bei experimentellen Anpassungen der Schikanengeometrie nach dem konventionellen Vorgehen, denn dort werden häufig spannende Fertigungsverfahren eingesetzt.
- Zudem wird entgegen dem klassischen Trial-und-Error-basierten Vorgehen nicht nur ein Betriebspunkt für die Schikanen identifiziert, sondern es kann mit Hilfe der Gestaltoptimierung die optimale Geometrie und Bewegungsdynamik der Schikane gefunden werden.
- Die in *Kapitel 2.3.2* beschriebene ressourcenintensive Iterationsschleife bei der konventionellen Auslegung von Schritt acht zurück auf Schritt zwei wird durch die hier erarbeiteten Ergebnisse vollständig vermieden. Dies gilt ebenso für die Iterationsschleife von Schritt zehn zu vier.
- In Expertengesprächen wurde dem Autor häufig zugetragen, dass für spezifische Fälle die Fördergutgeometrie merklichen Toleranzschwankungen unterlegen ist. Mit Hilfe der Physiksimulation können die relevanten Geometriemerkmale des Förderguts gezielt variiert werden und so die Robustheit der entwickelten Schikane gegenüber diesen Toleranzschwankungen digital überprüft werden.
- Anstelle des bisher vorausgesetzten Erfahrungswissens für die Auslegung von Schikanen für VWF werden im Rahmen der neuen Methodik Grundkenntnisse über CAx-Systeme und mechanische Vorgänge benötigt. Diese sind Bestandteile zahlreicher technischer Ausbildungsberufe und Weiterbildungsmöglichkeiten. Damit steht die simulationsgestützte Auslegung von



Ordnungsschikanen einer breiten und facettenreichen Gruppe potenzieller Anwender gegenüber.

- Schließlich bringt die digitale Gestaltung und Funktionsprüfung der Schikanen einen Dokumentationsprozess mit sich. Dies wirkt sich positiv auf die Reproduzierbarkeit von solchen Zuführsystemen aus.
- Die verfügbaren Physik-Engines bieten die Möglichkeit, mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Kraftfeldern auch aerodynamische Schikanen zu simulieren. Im Rahmen der Erarbeitung der Forschungsergebnisse wurde eine passive Schikane mit Druckluftdüse simuliert. Allerdings wird dies zu Gunsten einer ausführlichen und durchgängigen Beschreibung des Auslegungsprozesses für den Schraubenrohling hier nicht präsentiert.

Insgesamt ist ein deutlich reduzierter Aufwand bei der Inbetriebnahme von VWF mit Schikanen zu erwarten. Diese Zuführsysteme können unter der Anwendung der simulationsgestützten Auslegungsmethodik bei virtuell abgesicherten und hohen Leistungsdaten wesentlich schneller einsatzfähig sein.

Den Nutzenpotenzialen stehen Einschränkungen gegenüber, welche im Folgenden näher ausgeführt sind. Dies sind vor allem technische Einschränkungen, welche die Grundlage für das *Kapitel 9.2* liefern, in dem weitere Forschungs- und Entwicklungspotenziale dargestellt sind.

- Eine Grundvoraussetzung für die Anwendung der erarbeiteten Werkzeuge und Methoden ist die Verfügbarkeit von 3D CAD-Modellen. Bei Neuentwicklungen von VWF mit Ordnungsschikanen stellt dies keine wesentliche Einschränkung dar. Bei der Verbesserung bestehender Systeme müssen bei nicht verfügbaren physikalischen Parametern gegebenenfalls idealisierte Annahmen gemacht werden. Dies kann in Einzelfällen zu größeren Abweichungen zwischen Simulation und Experiment führen.
- Die automatisierte Gestaltoptimierung ist keine Topologieoptimierung. Nach wie vor wird vom Konstrukteur ein Vorschlag für die grundlegende Schikanentopologie gefordert. Zudem kann der Algorithmus bei der Gestaltoptimierung keine zusätzlichen topologischen Elemente wie einen Höhenabweiser einfügen. Dieser muss also von Beginn an in der Schikanentopologie berücksichtigt sein und die Geometrieparameter müssen so gewählt werden, dass der Höhenabweiser entweder im Eingriff sein kann oder nicht.
- Das Fördergut wurde im Rahmen dieser Arbeit als Starrkörper betrachtet. In künftigen Arbeiten bietet sich eine erweiterte Betrachtung von gummierten

und formlabilen Werkstücken im Rahmen der physikbasierten Simulation des Vibrationsförder- und Orientierungsprozesses an.

Die zahlreichen Vorteile der simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen gegenüber dem konventionellen Vorgehen lassen sich insbesondere auf eine Erfüllung der technischen und methodischen Anforderungen aus *Kapitel 3.2* und *3.3* zurückführen. Zunächst erfolgt eine Betrachtung der technischen Anforderungen.

### **Geometrie**

Die gewählte Bullet Physics Engine sowie das Softwarepaket industrialPhysics bieten die Möglichkeit der Nutzung von standardisierten 3D CAD-Daten für die physikbasierte Modellbildung von Fördertopf, Ordnungsschikane und Fördergut. Mit Hilfe der Skalierungsgleichungen kann die Kollision selbst zwischen Geometriemerkmale von wenigen Zehntel-Millimetern stabil abgebildet werden.

### **Physik**

Das Reibungsmodell wurde vereinfacht, indem für die Abbildung des Vibrationsförderprozesses ausschließlich die Gleitreibung berücksichtigt wurde. Die Zulässigkeit dieser Annahme konnte anhand mehrerer Validierungsszenarien (*Kapitel 4.5* und *5.4*) sowie am Beispiel der erfolgreich umgesetzten Ordnungsstrecke für den Schraubenrohling belegt werden. Weiterhin wurde gefordert, dass sowohl impulsartige als auch dauerhafte Kontakte für die Simulation von Verhaken und Verklemmen abbildbar sein müssen. Mit der gewählten Physik-Engine konnte die Erfüllung dieser Anforderung am Beispiel der Massenstromzusammenführung (Konzept drei) gezeigt werden. Hierbei besitzen die Simulationsergebnisse eine hohe Aussagekraft, so dass auf dieser Basis eine Entscheidungsgrundlage für die Konzeptauswahl vorlag. Eine hinreichend genaue Abbildung von harmonischen Schwingungen in der Physiksimulation kann mit Hilfe der Vorschrift in *Gleichung (7.1)* erzielt werden. Durch die Anwendung der Skalierungsgleichungen können allerdings deutlich höhere Frequenzen als die ursprünglich geforderten 1000 Hz abgebildet werden.

### **Rechenzeiteffizienz**

Im Rahmen einer adäquaten Rechenzeiteffizienz konnte die geforderte kontinuierliche, gleichmäßig zeitverzögerte Darstellung der Simulationsergebnisse realisiert werden. Insbesondere gelang eine Reduzierung des Rechenaufwands im Auslegungsschritt zwei durch die Verwendung abstrahierter Schikanen. Weiterhin sollten die Mindestanforderungen der Physiksimulation des Vibrationsförderprozesses denen etablierter CAD-Systeme entsprechen. Sowohl die Bullet Physics Engine als

auch das leistungsfähige Softwarepaket industrialPhysics erfüllen diese Anforderung vollständig.

Der Erfüllungsgrad der methodischen Anforderungen lässt sich wie folgt darstellen.

### **Phasenspezifische Modellbildung und Simulation**

Eine phasenspezifische Modellbildung und Simulation konnte durch die rechenzeit-effiziente Wahl des Detaillierungsgrades in den verschiedenen Auslegungsschritten realisiert werden. Insbesondere durch die Verwendung von abstrahierten Schikanen können bereits in der frühen Auslegungsphase zielführende Aussagen über die Funktionsfähigkeit einer prinzipiellen Ordnungslösung getroffen werden.

### **Qualifikation des Bedieners**

Im Rahmen der Anforderungen für die Qualifikation des Bedieners wurden Grundkenntnisse über CAx-Systeme und mechanische Gesetzmäßigkeiten gefordert, um die Simulationsergebnisse anhand von Plausibilitätsprüfungen bewerten zu können. Das Anwendungsbeispiel für den Schraubenrohling zeigt, dass das geforderte Grundverständnis eine zielführende Basis für eine erfolgreiche Auslegung ist. Weiterhin zeigt das Beispiel, dass bei Anwendung der erarbeiteten Auslegungsmethodik kein Erfahrungswissen über die Vibrationsfördertechnik und Ordnungsschikanen vorausgesetzt werden muss.

## **8.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung**

Abschließend werden die erarbeiteten Ergebnisse einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung unterzogen. Der Fokus richtet sich dabei sowohl auf den Zuführtechnikhersteller als auch auf den Anwender von Ordnungslösungen. Einfache Berechnungsverfahren sollen die jeweiligen Interessensgruppen bei der Entscheidungsfindung unterstützen und helfen, folgende Fragen für sich zu beantworten:

- Zuführtechnikhersteller: Soll ich Ordnungsschikanen zukünftig simulationsgestützt auslegen?
- Anwender: Ist die Investition in eine simulationsgestützt ausgelegte Ordnungsstrecke und damit der Ersatz der bestehenden Lösung rentabel?

### **8.4.1 Zuführtechnikhersteller**

Nach HARTEL & LOTTER (2006) gibt es zur wirtschaftlichen Beurteilung und Entscheidungsfindung die beiden wesentlichen Verfahren der statischen Amortisations-

rechnung und der Stückkostenkalkulation. Mit Hilfe der Amortisationsrechnung kann der Zeitraum errechnet werden, in dem der Invest über die Einsparungen monetär zurückgeführt wird (HARTEL & LOTTER 2006). Die statische Amortisationszeit berechnet sich aus dem Quotienten von Kapitaleinsatz und Einsparungen pro Zeiteinheit. Diese Größen werden mit den folgenden Kostenmodellen quantifiziert.

Zunächst werden in *Tabelle 4* die jährlichen Aufwände und Einsparungen bei der Einführung der simulationsgestützten Auslegungsmethodik aufgelistet. Hierbei werden die Kosten für die Anschaffung eines Simulationsrechners, Lizenzkosten für die notwendigen Softwarepakete und Kosten für die Wartung berücksichtigt. Es wird angenommen, dass ein Konstrukteur nach einer Einführungsschulung neben der CAD-Konstruktion der Schikanen im Rahmen der neuen Methodik die simulationsgestützte Auslegung durchführt. Andere Kosten für die Migration von der konventionellen zur simulationsgestützten Auslegungsmethodik werden als vernachlässigbar klein angesehen und sind außerdem von der jeweiligen Betriebsorganisation des Zuführtechnikherstellers abhängig. Weiterhin kann durch die digitale Auslegung eine Anschaffung von Ersatzsystemen eingespart werden. Solche Ersatzsysteme finden bei der konventionellen Auslegung in Schritt drei Anwendung, wenn Konzepte auf Basis von einfachen Experimenten überprüft werden (vgl. *Kapitel 2.3.2*). Nicht direkt monetär bewertbare Effekte wie der Wegfall der Bereitstellung von Musterteilen und der Erfordernis, über spezielles Erfahrungswissen bei der Schikanenauslegung verfügen zu müssen, fließen nicht mit in die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung ein.

Um die jährlichen Gesamtkosten für die Aufwände und Einsparungen zu bestimmen, werden die in *Tabelle 4* aufgelisteten wirtschaftlichen Kenngrößen herangezogen. Nach HARTEL & LOTTER (2006) können die jährlichen kalkulatorischen Abschreibungskosten und die Zinskosten nach *Gleichung (8.1)* berechnet werden. Die jährlichen Gesamtkosten ergeben sich durch die Summation der Abschreibungs-, Zins-, Wartungs- und Schulungskosten, *Gleichung (8.1)*.

$$K_{AB} = \frac{I}{N_{DA}}, K_{ZI} = \frac{I \cdot Z}{2}, K_{Jahr} = K_{AB} + K_{ZI} + K_{WA} + K_{ES} \quad (8.1)$$

Die exemplarischen Werte in *Tabelle 4* stammen aus Literaturrecherchen, Expertengesprächen und Angeboten. Die Nutzungsdauern wurden aus den AfA-Tabellen für allgemein verwendbare Anlagegüter und für Maschinenbau bestimmt, wobei AfA für Absetzung für Abnutzung steht (BUNDESMINISTERIUM DER FINANZEN 2014). Für betriebswirtschaftliche Software kann, bezugnehmend auf ein Schreiben des Bundesfinanzministeriums vom 18. November 2005, eine Nutzungs-

dauer von fünf Jahren angesetzt werden (BUNDESMINISTERIUM DER FINANZEN 2005). Dies wird hier für die Simulationssoftware als Referenz übernommen. Für die lizenzierte Simulationssoftware industrialPhysics fällt ein Invest von 12.000,00 Euro pro Arbeitsplatz an. Die Wartungskosten belaufen sich auf 20 % des Invests für die Simulationssoftware pro Arbeitsplatz und Jahr.

*Tabelle 4: Jährliche Aufwände und Einsparungen bei Einführung der simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen*

Wirtschaftliche Kenngröße	Formelzeichen	Einheit	Aufwände			Ein-
			Simulationsrechner	Simulationssoftware	Weitere Software	sparungen
Invest	$I$	€	3.000,00	12.000,00	500,00	7.000,00
Nutzungsdauer	$N_{DA}$	a	3	5	5	6
Kalk. Abschreibungskosten	$K_{AB}$	€/a	1.000,00	2.400,00	100,00	1.166,67
Zinssatz	$Z$	%/a	9	9	9	9
Kalk. Zinskosten	$K_{ZI}$	€/a	135,00	540,00	22,50	315,00
Wartungskosten	$K_{WA}$	€/a	500,00	2.400,00	500,00	0,00
Einführungsschulung*	$K_{ES}$	€/a	0,00	580,00	0,00	0,00
<b>Jährliche Gesamtkosten</b>	<b><math>K_{Jahr}</math></b>	<b>€/a</b>	<b>1.635,00</b>	<b>5.920,00</b>	<b>622,50</b>	<b>1.481,67</b>

\*bezogen auf die Nutzungsdauer für die Simulationssoftware

In der nächsten Teilbetrachtung werden die Mehraufwände ermittelt, die aufgrund der simulativen Untersuchungen in den Schritten zwei bis fünf der neuen Auslegungsmethodik anfallen. Diese Mehraufwände für die jeweiligen Schritte beziehen sich dabei auf die Aufwände in den entsprechenden Auslegungsschritten des konventionellen Vorgehens (*Abbildung 7* und Fußnoten in *Tabelle 5*). Der Aufwand für die Analyse des dynamischen Fördergutverhaltens im Fördertopf ist bei dem konventionellen und beim simulationsgestützten Vorgehen in etwa gleich.

Tabelle 5: Mehraufwand pro Projekt zur Schikanenauslegung

Wirtschaftliche Kenngröße	Formelzeichen	Einheit	Mehraufwand in simulativer Auslegung Schritt 2**		Mehraufwand in simulativer Auslegung Schritte 3&4***		Mehraufwand in simulativer Auslegung Schritt 5****
			von	bis	von	bis	
Ø Zeitdauer (kon.)	$\bar{T}'_{kon}$	h/Projekt	4		8		3
Personalkosten	$PK$	€/h	50,00		50,00		50,00
Prozentualer Mehraufwand*	$p_{MW}$	%	von	bis	von	bis	10
			30	60	50	80	
Ø Mehrkosten pro Projekt	$\overline{MK}'$	€/Projekt	60,00	120,00	200,00	320,00	15,00

\*bezogen auf die betreffenden Schritte der konventionellen Auslegung

\*\*bezogen auf den konventionellen Auslegungsprozess, Schritte 2 und 3

\*\*\*bezogen auf den konventionellen Auslegungsprozess, Schritt 4

\*\*\*\*bezogen auf den konventionellen Auslegungsprozess, Schritt 5

Die Kosten in den betreffenden konventionellen Schritten setzen sich maßgeblich aus den Personalkosten  $PK$  und der durchschnittlichen Zeitdauer  $\bar{T}'_{kon}$  für die anfallenden Tätigkeiten zusammen. Hierbei bezieht sich  $\bar{T}'_{kon}$  auf die durchschnittliche Dauer der betreffenden Schritte eines Projektes zur konventionellen Schikanenauslegung. Auf Basis der Abschätzungen für die Zeitdauer eines konventionellen Auslegungsschrittes werden die prozentualen Mehraufwände  $p_{MW}$  für die neue Methodik überschlägig quantifiziert. Aufgrund von Unsicherheiten werden die prozentualen Mehraufwände in Intervallen angegeben (Tabelle 5). Die durchschnittlichen Mehrkosten  $\overline{MK}'$  gelten pro Projekt zur Schikanenauslegung und können nach Gleichung (8.2) berechnet werden.

$$\overline{MK}' = \bar{T}'_{kon} \cdot PK \cdot p_{MW} \quad (8.2)$$

Die exemplarischen Werte in Tabelle 5 wurden auf Basis von Expertengesprächen und Erfahrungswerten abgeleitet. Die angenommenen Werte sollen lediglich als realitätsangenehertes Kalkulationsbeispiel dienen. Bei der individuellen Anwendung obliegt es dem jeweiligen Zuführtechnikhersteller, seine spezifischen Werte zu verwenden. Mit Hilfe der Tabellen 4 und 5 sind die jährlichen Gesamtkosten für die Aufwände sowie die Mehrkosten pro Projekt bei Anwendung der simulationsgestützten Auslegungsmethodik ermittelbar. Damit kann eine Kostenfunktion

$K(x_{\text{Projekt}})$  nach Gleichung (8.3) in Abhängigkeit von der Anzahl an Projekten zur Schikanenauslegung pro Jahr  $x_{\text{Projekt}}$  erstellt werden.

$$K(x_{\text{Projekt}}) = \sum_{\substack{\text{Aufwände} \\ \text{pro Jahr}}} K_{\text{Jahr}} + x_{\text{Projekt}} \cdot \sum_{\substack{\text{Mehraufwand} \\ \text{pro Projekt}}} \overline{MK}' \quad (8.3)$$

Den Aufwänden stehen Einsparungspotenziale gegenüber, welche mit den Kostenmodellen in der folgenden Teilbetrachtung quantifiziert werden können. Die durchschnittlichen Einsparungen durch die Anwendung der simulationsgestützten Methodik beziehen sich auf die Tätigkeiten, welche im Rahmen des konventionellen Vorgehens notwendig gewesen wären und durch die neue Methodik reduziert oder vollständig vermieden werden können. Zum besseren Verständnis der folgenden Zusammenhänge sei auf die *Abbildung 7* in *Kapitel 2.3.2* verwiesen, welche das konventionelle Verfahren zeigt. Bei der Bestimmung der Einsparungspotenziale sind die nachfolgenden Fallunterscheidungen zu treffen. Im Rahmen der konventionellen Auslegung von Schikanen kann

- die erste konstruierte Schikane nach wiederholtem Durchlaufen der Schritte sieben bis neun funktionsfähig sein (Fall: *Direkt*) oder
- es ist keine Verbesserung möglich, die Kundenanforderungen können mit der ersten konstruierten Schikane nicht erfüllt werden. Das Konzept muss zurückgestellt werden und der konventionelle Auslegungsprozess beginnt erneut bei Schritt zwei (Fall: *Iteration 8*  $\rightarrow$  2).

Unabhängig davon, welcher der beiden Fälle eintritt, kann beim konventionellen Vorgehen in Abhängigkeit des aufgewendeten Nacharbeitsumfangs eine weitere Iterationsschleife von Schritt zehn auf Schritt vier eintreten (Fall: *Iteration 10*  $\rightarrow$  4, vgl. *Kapitel 2.3.2*). Für die Quantifizierung der Einsparungspotenziale werden die in *Tabelle 6* aufgelisteten wirtschaftlichen Kenngrößen herangezogen. Im Fall *Direkt* werden die Kosten im Rahmen der konventionellen Auslegung durch die Personalkosten  $PK$  sowie die durchschnittliche Zeitdauer  $\bar{T}_{kon}''$  für die Summe aller Tätigkeiten in den betreffenden Schritten (sieben bis neun zusammengefasst) bestimmt. Zusätzlich sind die durchschnittlichen Kosten für die Maschinennutzung im Rahmen der Nacharbeitsumfänge zu berücksichtigen. Diese setzen sich überschlägig aus dem durchschnittlichen Maschinenstundensatz  $\bar{K}_{MH}$  und der durchschnittlichen Zeitdauer der Maschinenbelegung  $\bar{T}_{MB}''$  zusammen.

Tabelle 6: Einsparungen pro Projekt zur Schikanenauslegung

Wirtschaftliche Kenngröße	Formelzeichen	Einheit	Direkt		Iteration 8 → 2***		Iteration 10 → 4****	
			Einsparung in simulativer Auslegung Schritte 7-9**		sim. Schritte 2-5	sim. Schritt 6	red. sim. Schritte 4-5	sim. Schritt 6
∅ Zeitdauer (kon.)	$\bar{T}''_{kon}$	h/(Projekt · Iteration)	16		15	2	2,75*****	2
Personalkosten	$PK$	€/h	35,00		50,00	35,00	50,00	35,00
∅ Maschinenbelegung für Nacharbeit (kon.)	$\bar{T}''_{MB}$	h/(Projekt · Iteration)	6		0	4	0	4
∅ Maschinenstundensatz	$\bar{K}_{MH}$	€/h	100,00		0,00	100,00	0,00	100,00
Prozentuale Einsparung*	$p_E$	%	von	bis	100	100	100	100
			50	95				
∅ Einsparung pro Projekt & Iteration	$\bar{E}''$	€/(Projekt · Iteration)	580,00	1.102,00	750,00	470,00	137,50	470,00

\*bezogen auf die betreffenden Schritte der konventionellen Auslegung

\*\*bezogen auf den konventionellen Auslegungsprozess bei den Schritten 7 bis 9

\*\*\*bezogen auf den konventionellen Auslegungsprozess bei Wiederholung der Schritte 2 bis 6

\*\*\*\*bezogen auf den konventionellen Auslegungsprozess bei Wiederholung der Schritte 4 bis 6

\*\*\*\*\*reduzierter Aufwand in Iterationsschleife 10 → 4 (Annahme: 75 % weniger Aufwand)

Die Kenngröße  $\bar{K}_{MH}$  ergibt sich aus dem arithmetischen Mittel der einzelnen Maschinenstundensätze aller, in der Nacharbeit für eine Ordnungsstrecke, eingesetzten Maschinen (z. B. Säulenbohrmaschine, Fräsmaschine, Drehmaschine etc.). Die mittleren Zeitdauern  $\bar{T}''_{kon}$  und  $\bar{T}''_{MB}$  beziehen sich auf ein Projekt zur konventionellen Schikanenauslegung und eine Iterationsschleife. Mit diesen Abschätzungen für die wirtschaftlichen Kenngrößen der konventionellen Auslegungsschritte in *Tabelle 6* werden die prozentualen Einsparungen  $p_E$  für die neue Methodik überschlägig quantifiziert. Aufgrund von Unsicherheiten werden die prozentualen Einsparungen ebenfalls in Intervallen angegeben. Allerdings wird auf Basis der Validierungsergebnisse angenommen, dass die Fälle *Iteration 8 → 2* und *Iteration 10 → 4* stets



vermieden werden können. Die durchschnittlichen Einsparungen  $\bar{E}''$  pro Projekt und Iteration bei Anwendung der simulationsgestützten Methodik lassen sich durch die Gleichung (8.4) berechnen.

$$\bar{E}'' = (\bar{T}_{kon}'' \cdot PK + \bar{T}_{MB}'' \cdot \bar{K}_{MH}) \cdot p_E \quad (8.4)$$

Die exemplarischen Werte in *Tabelle 6* wurden ebenfalls auf Basis von Expertengesprächen und Erfahrungswerten abgeleitet und sollen als realitätsangenehertes Kalkulationsbeispiel dienen. Bei der individuellen Anwendung obliegt es dem jeweiligen Zuführtechnikhersteller, seine spezifischen Werte zu verwenden. Bei den vorliegenden exemplarischen Werten ist im Fall *Iteration 10*  $\rightarrow$  *4* berücksichtigt, dass bei der konventionellen Auslegung die Anpassungskonstruktion in Schritt vier sowie die Erstellung der Fertigungsdokumente in Schritt fünf mit erheblich reduziertem (*red*) Aufwand erfolgen können (vgl. *Tabelle 6* und Fußnoten).

Im Anschluss an die Ermittlung der durchschnittlichen Einsparungen  $\bar{E}''$  pro Projekt und Iteration müssen in Abhängigkeit der Eintrittswahrscheinlichkeit der genannten drei Fälle die durchschnittlichen Einsparungen  $\bar{E}'$  pro Projekt bestimmt werden. Es seien exemplarisch die in *Tabelle 7* dargestellten Werte für die weitere Charakterisierung des konventionellen Auslegungsprozesses angenommen. Mit Hilfe der Ergebnisse aus den *Tabellen 6* und *7* können für jeden Fall die spezifischen Einsparungen  $\bar{E}'$  berechnet werden, Gleichungen (8.5).

$$\begin{aligned} \bar{E}'_{7-9} &= \bar{E}''_{7-9} \cdot p_{Direkt} \cdot n_{Direkt} \\ \bar{E}'_{8 \rightarrow 2} &= \left( \bar{E}''_{2-5} + \bar{E}''_6 + \bar{E}''_{7-9} \cdot \frac{100\%}{p_{E,7-9}} \right) \cdot p_{8 \rightarrow 2} \cdot \bar{n}_{8 \rightarrow 2} + \bar{E}''_{7-9} \cdot p_{8 \rightarrow 2} \cdot n_{Direkt} \\ \bar{E}'_{10 \rightarrow 4} &= (\bar{E}''_{red,4-5} + \bar{E}''_6) \cdot p_{10 \rightarrow 4} \cdot n_{10 \rightarrow 4} \end{aligned} \quad (8.5)$$

Hierbei ist darauf zu achten, dass bei Vermeidung der konventionellen Iterationschleife von Schritt acht zurück auf Schritt zwei die Kosten  $\bar{E}''_{7-9}$  für die Schritte sieben bis neun zu 100 % eingespart werden können. Mit Hilfe der *Tabelle 4* sind die jährlich eingesparten Gesamtkosten und mit den *Tabellen 6* und *7* die Einsparungen pro Projekt bei Anwendung der simulationsgestützten Auslegungsmethodik ermittelbar. Damit kann eine Einsparungsfunktion  $E(x_{Projekt})$  nach Gleichung (8.6) in Abhängigkeit von der Anzahl an Projekten zur Schikanenauslegung pro Jahr  $x_{Projekt}$  erstellt werden.

$$E(x_{Projekt}) = \sum_{\substack{\text{Einsparungen} \\ \text{pro Jahr}}} K_{Jahr} + x_{Projekt} \cdot \sum_{\substack{\text{Einsparungen} \\ \text{pro Projekt}}} \bar{E}' \quad (8.6)$$

Tabelle 7: Weitere quantitative Charakterisierung des konventionellen Auslegungsprozesses

Wirtschaftliche Kenngröße	Formelzeichen	Einheit	Wert
Gesamte Projektanzahl	$p_{Projekt}$	%	100
Direkte Projekte ohne Iterationsschleife 8 → 2	$p_{Direkt}$	%	80
Anzahl Iterationen <i>Direkt</i>	$n_{Direkt}$	Iteration	1
Anteil Projekte mit Iterationsschleife 8 → 2	$p_{8 \rightarrow 2}$	%	20
Ø Anzahl Iterationen 8 → 2	$\bar{n}_{8 \rightarrow 2}$	Iteration	1,2
Anteil* Projekte mit Iterationsschleife 10 → 4	$p_{10 \rightarrow 4}$	%	25
Anzahl Iterationen 10 → 4	$n_{10 \rightarrow 4}$	Iteration	1

\*bezogen auf die gesamte Projektanzahl

Die Anwendung der beiden Gleichungen (8.3) und (8.6) ermöglicht die Gegenüberstellung der Kosten und Einsparungen für eine bestimmte Anzahl an Projekten pro Jahr. Die Abbildung 51 (a) auf Seite 140 zeigt für die hier verwendeten, exemplarischen Werte die Kosten- und Einsparungsfunktionen für die in den Tabellen angegebenen Intervallgrenzen. Damit ergeben sich ein best- sowie ein worst-case Szenario für die Abschätzung des wirtschaftlichen Nutzenpotenzials der simulationsgestützten Auslegungsmethodik für Zuführtechnikhersteller. Ist die Anzahl an Projekten zur Schikanenauslegung pro Jahr  $x_{Projekt}$  bekannt, kann mit Hilfe der Gleichung (8.7) die statische Amortisationszeit  $t_A$  für das best- und das worst-case Szenario berechnet werden. Der Kapitaleinsatz ist der Tabelle 4 zu entnehmen.

$$t_A(x_{Projekt}) = \frac{\text{Kapitaleinsatz}}{E(x_{Projekt}) - K(x_{Projekt})} \quad (8.7)$$

In dem hier betrachteten Fall von 20 Projekten pro Jahr ergibt sich eine vergleichsweise kurze Amortisationszeit zwischen 0,6 und 1,5 Jahren. Die exemplarischen Werte wurden konservativ geschätzt. Die Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zeigen ein großes Nutzenpotenzial der simulationsgestützten Auslegungsmethodik für Zuführtechnikhersteller auf.

### 8.4.2 Anwender

Bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für den Anwender ist es von besonderer Relevanz zu ermitteln, ob die mit der simulationsgestützt ausgelegten Ordnungsstrecke erzielbaren Einsparungen den Invest angemessen rechtfertigen. Hierfür werden die Kostenmodelle des Verfahrens der Stückkostenkalkulation verwendet. Damit kann nach HARTEL & LOTTER (2006) der Kostenaufwand für die Herstellung eines Werkstückes auf einer Maschine quantifiziert und dem Kapitaleinsatz in Abhängigkeit der Produktionsstückzahl gegenübergestellt werden. Die Stückkosten berechnen sich aus der Summe des Maschinen- und Personalkostensatzes geteilt durch die Nettoausbringleistung in Werkstücke pro Zeiteinheit (HARTEL & LOTTER 2006). VWF mit Ordnungsschikanen zählen zu den automatisierten Zuführlösungen und werden vorzugsweise an automatisierten Anlagen eingesetzt. Deshalb wird der Personalstundensatz im Vergleich zum Maschinenstundensatz als vernachlässigbar klein angesehen. Für die Berechnung des Maschinenstundensatzes  $K_{MH}$  sind nach HARTEL & LOTTER (2006) fünf Kostenarten zu berücksichtigen: kalkulatorische Abschreibungskosten  $K_{AB}$ , kalkulatorische Zinskosten  $K_{ZI}$ , Energiekosten  $K_{EN}$ , Raumkosten  $K_{RA}$  und Instandhaltungskosten  $K_{IN}$ .  $K_{MH}$  ergibt sich dann aus der Summe der fünf Kostenarten geteilt durch die Anlagennutzungszeit. Diese setzt sich aus den Arbeitstagen pro Jahr  $AT$ , der Anzahl an Schichten pro Tag  $n_{SI}$ , den Betriebsstunden pro Schicht  $t_{BS}$  und der Gesamtverfügbarkeit einer Maschine  $V$  zusammen.

$$K_{MH} = \frac{K_{AB} + K_{ZI} + K_{EN} + K_{RA} + K_{IN}}{AT \cdot n_{SI} \cdot t_{BS} \cdot V} \quad (8.8)$$

Es wird der Vergleich der Kostenaufwände für die Herstellung eines Werkstückes auf einer Maschine angestrebt, wobei die Zuführung einmal mit konventionell und alternativ mit simulationsgestützt ausgelegter Ordnungsstrecke erfolgt. Durch die Bildung der Differenz der Stückkosten für die beiden Varianten sind so die Einsparungen pro Werkstück quantifizierbar. Bei dem hier verwendeten Kostenmodell wird die gesamte Anlage inklusive Zuführtechnik betrachtet. Die *Tabelle 8* zeigt die relevanten wirtschaftlichen Kenngrößen für die Berechnung des Maschinenstundensatzes und folglich der Stückkosten.

Bei der Substitution einer konventionellen Ordnungslösung durch eine neue, simulationsgestützt ausgelegte Ordnungsstrecke können bestimmte Kenngrößen und damit die Stückkosten wie folgt beeinflusst werden. Eine Veränderung der Effizienz bzw. Anzahl an Störungen kann die Gesamtverfügbarkeit und damit den Maschinenstundensatz sowie die Nettoausbringleistung der gesamten Anlage beeinflussen.

Eine Veränderung der Zuführleistung kann die Nettoausbringleistung der gesamten Anlage beeinflussen. Die Vermeidung von Druckluft kann die Energiekosten und damit den Maschinenstundensatz der gesamten Anlage beeinflussen.

Tabelle 8: Kostenrechnung für Anwender von Ordnungsstrecken

Wirtschaftliche Kenngröße	Formelzeichen	Einheit	konventionell (bestehend)	simulationsgestützt (neu)
Invest*	$I_M$	€	70.000,00	
Nutzungsdauer*	$N_M$	a	10	
Invest neue Ordnungsstrecke	$I_{OS}$	€	-	4.000,00
Restnutzungsdauer*	$N_{M,Rest}$	a	-	5
Kalk. Abschreibungskosten*	$K_{AB}$	€/a	7.000,00	7.800,00
Zinssatz	$Z$	%/a	9	
Kalk. Zinskosten*	$K_{ZI}$	€/a	3.150,00	3.330,00
Energiekosten*	$K_{EN}$	€/a	4.500,00	4.100,00
Raumkosten*	$K_{RA}$	€/a	5.500,00	
Instandhaltungskosten*	$K_{IN}$	€/a	7.000,00	
Arbeitstage pro Jahr	$AT$	d/a	220	
Schichten pro Arbeitstag	$n_{SI}$	1/d	3	
Betriebsstunden pro Schicht	$t_{BS}$	h	7,5	
Gesamtverfügbarkeit Maschine	$V$	%	97,0	98,0
<b>Maschinenstundensatz*</b>	<b><math>K_{MH}</math></b>	<b>€/h</b>	<b>5,65</b>	<b>5,72</b>
<b>Nettoausbringleistung*</b>	<b><math>AL_M</math></b>	<b>Stück/h</b>	<b>107</b>	<b>350</b>
<b>Stückkosten*</b>	<b><math>K_{Stück}</math></b>	<b>€/Stück</b>	<b>0,0528</b>	<b>0,0163</b>

\*für die gesamte Anlage

Der Einfluss auf die Raum- und Instandhaltungskosten der gesamten Anlage wird als vernachlässigbar klein angesehen. Allerdings müssen die beiden Kostenarten

dennoch berücksichtigt werden, da diese bei der Berechnung der Stückkosten auf die Nettoausbringleistung der gesamten Anlage bezogen werden. Unter den getätigten Annahmen kann der Maschinenstundensatz der gesamten Anlage mit konventionell und mit simulationsgestützt ausgelegter Ordnungsstrecke auf Basis von *Gleichung (8.8)* wie folgt dargestellt berechnet werden.

$$K_{MH}^{kon} = \frac{\frac{I_M}{N_M} + \frac{I_M \cdot Z}{2} + K_{EN}^{kon} + K_{RA} + K_{IN}}{AT \cdot n_S \cdot t_B \cdot V^{kon}} \quad (8.9)$$

$$K_{MH}^{sim} = \frac{\frac{I_{M,Rest} + I_{OS}}{N_{M,Rest}} + \frac{(I_M + I_{OS}) \cdot Z}{2} + K_{EN}^{sim} + K_{RA} + K_{IN}}{AT \cdot n_S \cdot t_B \cdot V^{sim}} \quad (8.10)$$

Die Effizienz, die Zuführleistung und der Einsatz von Druckluft sind für die bestehende, konventionelle Ordnungslösung einfach bestimmbar. Die Quantifizierung dieser Kenngrößen für die simulationsgestützte Ordnungsstrecke kann anhand der Simulationsergebnisse erfolgen. Dadurch ist der Nutzen für den Anwender bereits vor der Realisierung einer neuen Lösung quantifizierbar. Die Stückkosten  $K_{Stück}^{kon}$  bzw.  $K_{Stück}^{sim}$  für die beiden Alternativen können durch den Quotienten aus  $K_{MH}$  durch die Nettoausbringleistung der gesamten Anlage  $AL_M$  berechnet werden. Durch die Bildung der Differenz der Stückkosten und der Gegenüberstellung mit dem Invest kann in Abhängigkeit der produzierten Werkstücke  $x_{Stück}$  die in *Gleichung (8.11)* dargestellte Nutzenfunktion für den Anwender erstellt werden.

$$\text{Nutzenfunktion}(x_{Stück}) = (K_{Stück}^{kon} - K_{Stück}^{sim}) \cdot x_{Stück} - I_{OS} \quad (8.11)$$

Die exemplarischen Werte in *Tabelle 8* wurden aus dem Anwendungsbeispiel in *Kapitel 8.2* und auf Basis von Expertengesprächen und Erfahrungswerten abgeleitet und sollen als realitätsangenähertes Kalkulationsbeispiel dienen. Bei der individuellen Durchführung dieser Wirtschaftlichkeitsbetrachtung obliegt es dem jeweiligen Anwender, seine spezifischen Werte zu verwenden.

Der resultierende Verlauf der Nutzenfunktion ist in *Abbildung 51 (b)* dargestellt. Nach den Ausführungen in *Kapitel 8.2* stellte der VWF mit seiner konventionell ausgelegten Ordnungsstrecke den Produktivitätsengpass der gesamten Anlage dar. Für den eigentlichen Fertigungsprozess kann eine Taktzeit von 350 Teile/min realisiert werden, wenn die Zuführleistung des VWF von 107 Teile/min verbessert wird. Die simulationsgestützt ausgelegte Ordnungsstrecke hat eine Zuführleistung von 478 Teile/min. Für die Nettoausbringleistung müssen die 350 Teile/min der Anlage eingesetzt werden. In *Abbildung 51 (b)* ist erkennbar, dass der mit 4.000,00 Euro angenommene Invest bei 109.549 produzierten Teilen monetär zurückgeführt wird.

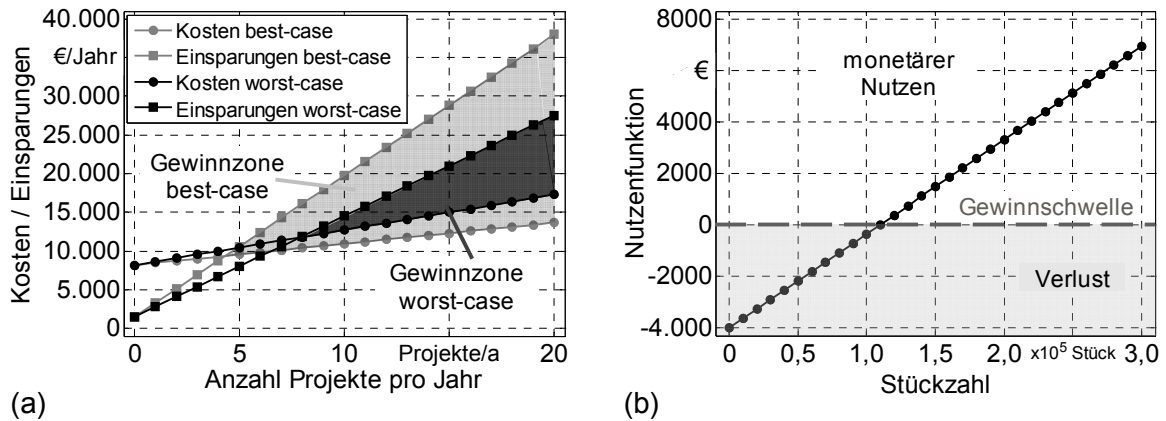


Abbildung 51: Ergebnisse der Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen: (a) Zuführtechnikhersteller; (b) Anwender

Insgesamt bieten die erarbeiteten Ergebnisse der vorliegenden Arbeit das Potenzial, einen bedeutenden technischen und wirtschaftlichen Beitrag für Produktionsunternehmen zu leisten. Dies wird anhand der Evaluation der technischen Leistungsdaten der simulationsgestützt ausgelegten Ordnungsstrecke sowie der erstellten Kostenmodelle für Zuführtechnikhersteller und Anwender interpretiert. Eine umfassende Abschlussbetrachtung ist im nachfolgenden *Kapitel 9* dargelegt.

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

### 9.1 Zusammenfassung

Die Zuführtechnik spielt bei der Begegnung der vielfältigen und komplexen Herausforderungen für Produktionsunternehmen eine zentrale Rolle. In diesem Zusammenhang hat der VWF mit Ordnungsschikanen aufgrund der hohen Einsatzhäufigkeit einen besonders hohen Stellenwert. Diese automatisierten Zuführsysteme stellen nach wie vor oft den Produktivitätsengpass einer ganzen Anlage dar. Dies ist im Allgemeinen auf die mangelnde Funktionsfähigkeit der Ordnungsschikanen zurückzuführen. Die Schikanen werden in einem Trial-und-Error-basierten, zeit- und kostenintensiven Auslegungsprozess entwickelt. Bisherige Simulationsverfahren haben sich aufgrund signifikanter physikalischer Vereinfachungen oder enormer Rechenzeiten für den Einsatz in der industriellen Praxis nicht durchgesetzt.

Die Zielsetzung der vorliegenden Dissertation war die Erarbeitung eines Verfahrens zur simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF. Hierfür wurden zunächst in einer umfassenden Darlegung des Standes der Erkenntnisse die grundlegende Funktionsweise von VWF und Ordnungsschikanen erläutert. Nachfolgend wurden existierende wissenschaftliche Ansätze zur Modellbildung des Förder- und Orientierungsprozesses beschrieben. Weiterhin stand hierbei die strukturdynamische Modellierung von VWF zur Berechnung der Betriebsschwingungen im Fokus. Aus diesen Betrachtungen ging hervor, dass das physikbasierte Simulationsverfahren ein enormes Potenzial für die simulationsgestützte Auslegung von Schikanen für VWF hat. Allerdings standen demgegenüber die Grenzen der stabilen Abbildung von praxisrelevanten Werkstückgrößen. Weiterhin wurde deutlich, dass der Einfluss der Fördergutlast auf das Schwingungsverhalten von VWF und Schikanen bisher nicht ausreichend untersucht und in der strukturdynamischen Modellierung berücksichtigt wurde. In einer ausführlichen Analyse des Forschungs- und Entwicklungsbedarfs wurde die Zielsetzung spezifiziert und insgesamt vier Teilziele abgeleitet. Dies sind die stabile Abbildung von Kleinteilen bei gleichzeitiger Reduzierung der numerischen Ungenauigkeiten, die automatisierte Gestaltoptimierung von Ordnungsschikanen, die Berechnung von Betriebsschwingungen unter Berücksichtigung der Fördergutlast sowie die Integration der Lösungen in eine simulationsgestützte Auslegungsmethodik. Die Ergebnisse wurden in den Kapiteln vier bis sieben dargelegt.

Für eine stabile Abbildung von Kleinteilen im Bereich weniger (Zehntel-)Millimeter wurden mit Hilfe ähnlichkeitstheoretischer Grundlagen vier Gleichungen für

die Skalierung einer physikbasierten Starrkörpersimulation erarbeitet. Anhand eines aussagekräftigen Simulationsszenarios konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe der Skalierung der sogenannte Tunneling-Effekt vermieden und eine stabile Kollision erreicht werden kann. Zudem konnte nachgewiesen werden, dass sich bei entsprechender Skalierung der Modelle der numerische Fehler der Simulationsergebnisse deutlich reduziert und damit die Aussagekraft der Ergebnisse steigt. Unter Verwendung der Skalierungsgleichungen konnte für ein repräsentatives Fördergut mit Abmaßen von wenigen Millimetern die physikbasierte Simulation des Vibrationsförderprozesses validiert werden. Dafür wurden die Simulationsergebnisse mit experimentellen Daten anhand der Kenngrößen mittlere Fördergeschwindigkeit und Anzahl sowie prozentuale Verteilung der Fördergutorientierungen verglichen.

Zur Vermeidung der ausschließlichen Verlagerung des Trial-und-Error-basierten Abstimmungsprozesses der Schikanen von der Werkstatt in den Rechner, wurde im nächsten Schritt ein Verfahren zur automatisierten Gestaltoptimierung erarbeitet. Im Rahmen einer verallgemeinerten Systemanalyse wurden die Einflussgrößen auf das Fördergutverhalten in Schikanen bestimmt und deren Funktionalität mit zwei Zielfunktionen beschrieben. Mit Hilfe wissenschaftlich fundierter Annahmen über die Charakteristika der Zielfunktionen wurde eine Entkopplung des Designvektors und damit eine Komplexitätsreduzierung des Optimierungsproblems erzielt. Für die Anwendung der automatisierten Gestaltoptimierung wurde ein Software-Prototyp entwickelt, wobei das Optimierungsproblem mit dem Random Search Algorithmus gelöst wurde. Durch einen umfassenden Vergleich der Simulationsergebnisse mit experimentellen Daten konnten sowohl die Annahmen über die Zielfunktionsverläufe sowie die Aussagekraft der Physiksimulation im Bezug auf das Fördergutverhalten in Schikanen validiert werden.

Für eine durchgängige digitale Auslegung von Ordnungsschikanen wurde ein übertragbares Modell zur Abbildung der Betriebsschwingungen erarbeitet, wobei im Vergleich zur Ausgangssituation der Einfluss der Fördergutlast Berücksichtigung fand. Auf Basis detaillierter experimenteller Schwingungsanalysen konnten die Wirkzusammenhänge zwischen der Fördergutlast und der Dynamik der Nutz- und Gegenmasse aufgezeigt werden. Hierfür wurde als Kenngröße der Schwingwinkel herangezogen. Anhand der experimentellen Untersuchungen konnten zahlreiche Annahmen für die Modellbildung abgeleitet werden. Als wesentliche Erkenntnis ist hier zu nennen, dass der Schwingwinkel von Nutz- und Gegenmasse von deren Masse und Massenträgheitsmoment sowie von der Fördergutlast abhängig ist. Um diesen Effekt bei der Auslegung von VWF zu berücksichtigen, wurde eine neue spezifische Größe zur Charakterisierung solcher Systeme eingeführt, der relative



mechanische Widerstand  $II$ . Das neue mechanische Ersatzmodell für befüllte VWF weist die Eigenschaft auf, dass es auf eine Vielzahl an in der industriellen Praxis existierenden strukturellen Aufbauten anwendbar ist. In Kombination dieses Modells mit der Physiksimulation konnten die Ergebnisse anhand des Vergleichs mit Messungen validiert werden.

Die erarbeiteten wissenschaftlichen Ergebnisse wurden für einen zielgerichteten Transfer und eine effiziente Anwendung in der industriellen Praxis in einem systematischen Vorgehen zur simulationsgestützten Auslegung von Ordnungsschikanen in VWF zusammengeführt. Im Rahmen dieser neuen Methodik wurden die erarbeiteten Verfahren für ein weiteres repräsentatives Fördergut in der industriellen Praxis angewandt. Insgesamt wurden vier Lösungsalternativen für Ordnungsstrecken simulativ verglichen. Das umgesetzte beste Konzept hat die Leistungsdaten der bestehenden, konventionell ausgelegten Schikane deutlich übertroffen. Ob der Einsatz der simulationsgestützten Auslegungsmethodik für Ordnungsschikanen in VWF für Zuführtechnikhersteller und die Investition in eine solche Schikane für den Anwender einen monetären Nutzen bringt, kann mit vereinfachten Kostenmodellen bestimmt werden.

## 9.2 Weitere Forschungs- und Entwicklungspotenziale

Auf Basis der Nutzenpotenziale und Einschränkungen in *Kapitel 8.3* sind hier abschließend Potenziale für weitere Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten aufgezeigt. Die automatisierte Gestaltoptimierung verlangt vom Konstrukteur nach wie vor einen initialen Vorschlag für die grundlegende Schikanentopologie. Im Rahmen der Gestaltoptimierung kann der Algorithmus außerdem keine zusätzlichen topologischen Elemente einfügen, sofern diese nicht von Beginn an in der Schikanentopologie beinhaltet sind und mit Werten der Geometrieparameter aktiv oder inaktiv gesetzt werden können. Hier bietet eine auf der Physiksimulation basierende Topologieoptimierung ein außerordentliches technisches und wirtschaftliches Potenzial. Anstatt einer initialen Schikanentopologie mit bestimmtem Ordnungsprinzip wird ausschließlich ein geometrisches Primitiv ohne Funktionsprinzip als Startlösung gewählt. Auf Basis der Ein- und Ausgangsorientierungen des Förderguts muss ein neu zu erarbeitender Algorithmus durch Variation der Topologie das optimale Ordnungsprinzip sowie die optimalen Geometrieparameter finden. Die anspruchsvollen wissenschaftlichen Fragestellungen liegen hier insbesondere in der Modellaufbereitung, der Definition der Zielfunktionen sowie der Erarbeitung von Optimierungsal-

gorithmen für das insgesamt nichtlineare, nichtkonvexe und multidimensionale Problem.

Neben der simulativen Optimierung des Fördergutverhaltens in Schikanen ist es gleichrangig von Bedeutung, ein zuverlässiges und präzises mechanisches Ersatzmodell für die Berechnung der Betriebsschwingungen zu haben. Das hier erarbeitete mechanische Ersatzmodell berücksichtigt erstmals hinreichend den Einfluss der Fördergutlast auf das Schwingungsverhalten. Allerdings werden derzeit keine Wechselwirkungen mit anderen Komponenten der Produktionsanlage betrachtet, in die der VWF direkt integriert sein kann. Für diese praxisrelevanten Fälle ist davon auszugehen, dass das mechanische Modell gelegentlich an Einsatzgrenzen stößt. Es wird daher künftig ein, auf Basis des hier erarbeiteten Modells, erweitertes Ersatzmodell erforscht werden müssen, das die Wechselwirkungen mit der Produktionsanlage und auch anderen, in der näheren Umgebung befindlichen Vibrationsfördersystemen berücksichtigt. Aufgrund der Schwingungsisolatoren, die im Allgemeinen für VWF verwendet werden, ist ein weiter Anwendungsbereich des hier erarbeiteten Modells indes sichergestellt.

Neben diesen thematisch direkt ableitbaren Potenzialen lassen sich bei der Prüfung der Übertragbarkeit der Ergebnisse auf andere Bereiche der Zuführ- und Handhabungstechnik weitere Forschungsbedarfe identifizieren. Die Skalierungsgleichungen und die automatisierte Gestaltoptimierung lassen sich natürlich auch auf lineare Vibrationsförderer anwenden. Allerdings werden für die durchgängige digitale Auslegung dieser Zuführsysteme zwei Forschungsschwerpunkte erkannt. Bei lang auskragenden Schienen können deren Schwingungsformen die Fördergeschwindigkeit der Werkstücke negativ beeinflussen. Diese Schienen sind dann nicht mehr als ideal steif zu betrachten. Eine Abstimmung könnte durch eine Kopplung der Physiksimulation mit der Finite-Elemente-Methode erreicht werden (DISTEL ET AL. 2012). Der zweite Forschungsschwerpunkt wird in der strukturdynamischen Modellbildung linearer Vibrationsförderer gesehen. Hierbei sollte eine dreidimensionale Betrachtung unterschiedlicher struktureller Aufbauten erfolgen, um auch für diese Systeme eine durchgängige digitale Auslegung zu erreichen.

Wird abschließend im Kontext der Zielerfüllung nochmals auf Einsteins Zitat geblickt, so lässt sich sagen: *Simulationsgestützt ausgelegte Ordnungsschikanen sind die kleinen produktionstechnischen Genies. Sie beherrschen das Chaos, indem sie es durch optimale Funktionalität erst gar nicht entstehen lassen.*

## Literaturverzeichnis

ABELE & REINHART 2011

Abele, E.; Reinhart, G.: Zukunft der Produktion. Herausforderungen, Forschungsfelder, Chancen. München: Carl Hanser Verlag 2011. ISBN: 978-3-446-42595-8.

AFAG AG 2013A

Afag AG (Red.): Produkte. Komponenten. Fördertöpfe.  
<<http://www.afag.com/produkte/komponenten/foerdertoepfe.html>>  
(25.09.2013).

AFAG AG 2013B

Afag AG (Red.): Produkte. Komponenten. Wendelförderer.  
<<http://www.afag.com/produkte/komponenten/wendelfoerderer.html>>  
(06.12.2013).

AHRENS 1983

Ahrens, H.: Grundlagenuntersuchungen zur Werkstückzuführung mit Vibrationswendelförderern und Kriterien zur Geräteauslegung. Diss. Universität Hannover (1983). Düsseldorf: VDI-Verlag 1983. ISBN: 3-18-142313-0. (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 13 Nr. 23).

ASHLOCK 2006

Ashlock, D.: Evolutionary Computation for Modeling and Optimization. Berlin Heidelberg New York: Springer 2006. ISBN: 978-0387221960. (Interdisciplinary Applied Mathematics Series 200).

ASHRAFIZADEH & ZIAEI-RAD 2013

Ashrafizadeh, H.; Ziaei-Rad, S.: A numerical 2D simulation of part motion in vibratory bowl feeders by discrete element method. Journal of Sound and Vibration 332 (2013), S. 3303-3314.

AVITEQ VIBRATIONSTECHNIK GMBH 2011

AViTEQ Vibrationstechnik GmbH (Hrsg.): Grundbegriffe der Schwingfördertechnik. Hattersheim-Eddersheim: April 2011.

BARAFF 2001

Baraff, D.: Physically Based Modeling. Rigid Body Simulation. Pixar Animation Studios. Siggraph 2001 Course Notes.

<<http://www.pixar.com/companyinfo/research/pbm2001/pdf/notesg.pdf>>

(23.02.2012).

BENDER 2007

Bender, J.: Impulsbasierte Dynamiksimulation von Mehrkörpersystemen in der virtuellen Realität. Diss. Universität Karlsruhe (TH), Fakultät für Informatik. Karlsruhe: Universitätsverlag Karlsruhe 2007. ISBN: 978-3-86644-127-9.

BERKOWITZ & CANNY 1996

Berkowitz, D. R.; Canny, J.: Designing Parts Feeders Using Dynamic Simulation. (Hrsg.): Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 1996). Minneapolis, Minnesota, USA, 22.-28. April 1996, S. 1127-1132.

BERKOWITZ & CANNY 1997

Berkowitz, D. R.; Canny, J.: A Comparison of Real and Simulated Designs for Vibratory Parts Feeding. (Hrsg.): Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 1997). Albuquerque, New Mexico, USA, 20.-25. April 1997, S. 2377-2382.

BERRETTY ET AL. 2001

Berretty, R.-P.; Goldberg, K.; Overmars, M. H.; van der Stappen, A. F.: Trap Design for Vibratory Bowl Feeders. The International Journal of Robotics Research 20 (2001) 11, S. 891-908.

BOEING & BRÄUNL 2007

Boeing, A.; Bräunl, T.: Evaluation of real-time physics simulation systems. In: Andrew Rohl (Hrsg.): GRAPHITE 2007: Proceedings of the 5th International Conference on Computer Graphics and Interactive Techniques. Perth, Australia, 1.-4. December 2007. New York: ACM Association for Computing Machinery 2007, S. 281-288. ISBN: 978-1-59593-912-8.

BOOTHROYD 2005

Boothroyd, G.: Assembly Automation and Product Design. Boca Raton: Taylor & Francis 2005. ISBN: 1-57444-643-6.

BOOTHROYD & HO 1977

Boothroyd, G.; Ho, C.: Natural Resting Aspects of Parts for Automatic Handling. ASME Journal of Engineering for Industry 99 (1977) 2, S. 314-317.

BOOTHROYD ET AL. 1976

Boothroyd, G.; Poli, G.; Murch, L. E.: Handbook of Feeding and Orienting Techniques for Small Parts. Amherst, Massachusetts: Department of Mechanical Engineering, University of Massachusetts 1976.

BRONSTEIN & SEMENDJAJEW 1991

Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. 25. Aufl. Stuttgart, Leipzig: B. G. Teubner 1991.

BUNDESMINISTERIUM DER FINANZEN 2005

Bundesministerium der Finanzen (Hrsg.): Bilanzsteuerrechtliche Beurteilung von Aufwendungen zur Einführung eines betriebswirtschaftlichen Softwaresystems (ERP-Software). 18. November 2005.

BUNDESMINISTERIUM DER FINANZEN 2014

Bundesministerium der Finanzen (Hrsg.): Steuern. Weitere Steuerthemen. Betriebsprüfung. AfA-Tabellen.  
<[http://www.bundesfinanzministerium.de/Web/DE/Themen/Steuern/Weitere\\_Steuerthemen/Betriebspruefung/AfA\\_Tabellen/afa\\_tabellen.html](http://www.bundesfinanzministerium.de/Web/DE/Themen/Steuern/Weitere_Steuerthemen/Betriebspruefung/AfA_Tabellen/afa_tabellen.html)>  
(02.02.2014)

CAINE 1993

Caine, M. E.: The Design of Shape from Motion Constraints. Diss. Massachusetts Institute of Technology, Mechanical Engineering (1993). Cambridge, Massachusetts, USA 1993.

CHEN ET AL. 2011

Chen, R.; Chen, L.; Wang, X.; Chen, X.: Dynamic Design and Simulation of a Vibratory Hopper. (Hrsg.): IEEE 2nd International Conference on Artificial Intelligence, Management Science and Electronic Commerce (AIMSEC 2011). Deng Feng, China, 8.-10. August 2011, S. 3935-3938.

CHEN & YOUNG 1988

Chen, Y.-T.; Young, R. E.: PACIES. A Part Code Identification Expert System. IIE Transactions 20 (1988) 2, S. 132-136.

CHRISTIANSEN ET AL. 1996

Christiansen, A. D.; Dunham Edwards, A.; Coello Coello, C. A.: Automated Design of Part Feeders using a Genetic Algorithm. (Hrsg.): Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 1996). Minneapolis, Minnesota, USA, 22.-28. April 1996, S. 846-851.

CHUA & TAN 2006

Chua, P. S. K.; Tan, F. L.: Dynamic Computer Simulation of Parts Feeding on a Vibratory Bowl Feeder. Journal - The Institution of Engineers, Malaysia 67 (2006) 2, S. 55-60.

COUMANS 2011

Coumans, E.: Bullet 2.78 Physics SDK Manuel. 2011, 47 Seiten.

DAI & DING 2006

Dai, J. S.; Ding, X.: Compliance Analysis of a Three-Legged Rigidly-Connected Platform Device. ASME Journal of Mechanical Design 128 (2006) 4, S. 755-764.

DALLINGER ET AL. 2012

Dallinger, N.; Risch, T.; Nendel, K.: Simulation von Förderprozessen bei Vibrationsförderanlagen. Logistics Journal Vol. 2012 (2012), S. 1-5. ISSN 2192-9084.

DING & DAI 2008

Ding, X.; Dai, J. S.: Characteristic Equation-Based Dynamics Analysis of Vibratory Bowl Feeders With Three Spatial Compliant Legs. IEEE Transactions on Automation Science and Engineering 5 (2008) 1, S. 164-175.

DISTEL ET AL. 2012

Distel, F.; Hofmann, D; Huang, H.; Reinhart, G.: Iterative Coupling of Physically-based and FEM Simulation. (Hrsg.:) NAFEMS European Conference: Multiphysics Simulation. Frankfurt am Main, Germany, 16.-17. October 2012, S. 73-75.

DRESIG & HOLZWEIBIG 2006

Dresig, H.; Holzweißig, F.: Maschinendynamik. 7. Aufl. Berlin: Springer 2006.

EBERLY & SHOEMAKE 2004

Eberly, D. H.; Shoemake, K.: Game Physics. San Francisco, California: Elsevier, Morgan Kaufmann Publishers 2004. ISBN: 978-1-55860-740-4. (Morgan Kaufmann Series in Interactive 3D Technology).

ERICSON 2005

Ericson, C.: Real-Time Collision Detection. San Francisco, California: Elsevier: Morgan Kaufmann Publishers 2005. ISBN: 978-1-5586-732-3. (Morgan Kaufmann Series in Interactive 3D Technology).

ERIN 2011

Erin, C.: Box2D v2.2.0 User Manual. <<http://www.box2d.org/manual.html>> (23.02.2012).

FELIZOLA ET AL. 2013

Felizola, M. A.; Soares, Á. M.; Gonçalves, J. B.; Prado, P. P.: Validation of dynamic modelling of an industrial vibratory bowl feeder. *academicJournals* 8 (2013) 24, S. 1134-1138. ISSN 1992-2248.

FRÄDRICH 2012

Frädrich, T.: Vereinzelung von Werkstücken mit der aerodynamischen Zentrifuge. Diss. Leibnitz Universität Hannover (2012). Garbsen: PZH Produktionstechnisches Zentrum GmbH 2012. ISBN: 978-3-943104-73-8. (Berichte aus dem IFA 4).

FRÄDRICH & NYHUIS 2009

Frädrich, T.; Nyhuis, P.: Aerodynamische Zentrifuge - Vereinzeln und Orientieren mit Luft. In: Zäh, M. et al. (Hrsg.): *Zuführtechnik: Herausforderung der automatisierten Montage*. München: Herbert Utz Verlag GmbH 2009.

FRANK 1974

Frank, H.-E.: Das Verhalten von Werkstücken bei automatisierter Handhabung in der Fertigung. Diss. Universität Stuttgart (1974). Stuttgart: 1974.

FRANK 1975

Frank, H.-E.: Handhabungseinrichtungen. Grundlagen, Übersicht, Beispiele. Mainz: Krausskopf 1975. ISBN: 978-3-783001-01-3.

GAZIC 2009

Gazic, Z.: Nichtlineare Dynamik von Vibrationsförderern. Diss. Technische Universität München (2008). Düsseldorf: VDI-Verlag 2009. ISBN: 978-3-18-305513-5. (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 13 Nr. 55).

GOEMANS ET AL. 2006

Goemans, O. C.; Goldberg, K.; van der Stappen, A. F.: Blades: A New Class of Geometric Primitives for Feeding 3D Parts on Vibratory Tracks. (Hrsg.): Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 2006). Orlando, Florida, USA, 15.-19. May 2006, S. 1730-1736.

GOEMANS & VAN DER STAPPEN 2008

Goemans, O. C.; van der Stappen, A. F.: On the Design of Traps for Feeding 3D Parts on Vibratory Tracks. (Hrsg.): Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 2008). Pasadena, California, USA, 19.-23. May 2008, S. 385-392.

GOLDBERG ET AL. 1995

Goldberg, K.; Craig, J.; Carlisle, B.; Zanutta, R.: Estimating Troughput for a Flexible Part Feeder. In: Khatib, O; Salisbury J. K. (Hrsg.): Experimental Robotics IV. The 4th International Symposium. Stanford, Carlifornia, USA, 30. June - 2. July 1995. Berlin: Springer 1995, S. 486-497.

GOLDBERG ET AL. 1999

Goldberg, K.; Mirtich, B.; Zhuang, Y.; Craig, J.; Carlisle, B.; Canny, J.: Part Pose Statistics: Estimators and Experiments. IEEE Transactions on Robotics and Automation 15 (1999) 5, S. 849-857.

GRAVENKÖTTER 2009

Gravenkötter, G.: Besondere Phänomene bei der Gutbewegung von Mikroteilen auf Schwingrinnen. Diss. Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg 2009.



GROSS ET AL. 2006

Gross, D.; Hauger, W.; Schröder, J.; Wall, W. A.: Technische Mechanik Band 3. Kinetik. 9., vollständig neu bearbeitete Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 2006. ISBN: 978-3-540-34084-3.

GROBE-HEITMEYER & WIENDAHL 2004

Große-Heitmeyer, V.; Wiendahl, H.-P.: Einführung. In: Wiendahl, H.-P.; Gerst, D; Keunecke, L. (Hrsg.): Variantenbeherrschung in der Montage. Konzept und Praxis der flexiblen Produktionsendstufe. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag 2004, S. 3-17. ISBN: 3-540-14042-5.

HABENICHT 1984

Habenicht, D.: Grundlagenuntersuchungen zur Werkstückgleitförderung in Schwingzuführsystemen. Diss. Universität Hannover (1984). Düsseldorf: VDI-Verlag 1984. ISBN: 3-18-142513-3. (Fortschritts-Berichte VDI Reihe 13 Nr. 25).

HAN & GAO 2010

Han, L.; Gao, J. X.: A Study on the Modelling and Simulation of Part Motion in Vibratory Feeding. Applied Mechanics and Materials 34-35 (2010), S. 2006-2010.

HAN & LEE 2002

Han, I.; Lee, Y.: Chaotic dynamics of repeated impacts in vibratory bowl feeders. Journal of Sound and Vibration 249 (2002) 3, S. 529-541.

HARTEL & LOTTER 2006

Hartel, M.; Lotter, B.: Planung und Bewertung von Montagesystemen. In: Lotter, B.; Wiendahl, H.-P. (Hrsg.): Montage in der industriellen Produktion. Ein Handbuch für die Praxis. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2006, S. 407-432. ISBN: 978-3-540-21413-7.

HESSE 2000

Hesse, S.: Rationalisierung der Kleinteilezuführung. Blue Digest on Automation. Esslingen: Festo AG 2000.

HESSE 2006A

Hesse, S.: Automatische Montagemaschinen. In: Lotter, B.; Wiendahl, H.-P. (Hrsg.): Montage in der industriellen Produktion. Ein Handbuch für die Praxis. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2006, S. 219-307. ISBN: 978-3-540-21413-7.

HESSE 2006B

Hesse, S.: Grundlagen der Handhabungstechnik. 3., neu bearbeitete und erweiterte Aufl. München: Carl Hanser Verlag 2006. ISBN: 978-3-446-43596-4.

HESSE & MALISA 2010

Hesse, S.; Malisa, V.: Taschenbuch Robotik - Montage - Handhabung. München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag 2010. ISBN: 978-3-446-41969-8.

HILGENBÖCKER 1985

Hilgenböcker, H.: Methodische Entwicklung von Zuführsystemen. Diss. Universität Hannover (1985). Düsseldorf: VDI-Verlag 1985. ISBN: 3-18-149702-9. (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 2 Nr. 97).

HOFFMANN 2004

Hoffmann, J.: Handbuch der Messtechnik. 2. aktualisierte und erweiterte Auflage. München, Wien: Carl Hanser Verlag 2004.

HOFFMANN ET AL. 2004

Hoffmann, K.; Krenn, E.; Stanker, G.: Fördertechnik Band 2. Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen, Logistik. 5. Aufl. Wien: R. Oldenbourg Verlag Wien München 2004. ISBN: 3-7029-0787-4.

HOFMANN ET AL. 2013

Hofmann, D.; Huang, H.; Reinhart, G.: Automated Shape Optimization of Orienting Devices for Vibratory Bowl Feeders. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering 135 (2013) 5, S. 051016-1-051016-8.

## HOFMANN &amp; REINHART 2013A

Hofmann, D.; Reinhart, G.: Raising Accuracy in Physically Based Simulations Through Scaling Equations. *ASME Journal of Computing and Information Science in Engineering* 13 (2013) 4, S. 041009-1-041009-5.

## HOFMANN &amp; REINHART 2013B

Hofmann, D.; Reinhart, G.: Simulationsgestützte Auslegungsmethode für Ordnungsschikanen. *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb* 108 (2013) 3, S. 148-153.

## JAKSIC &amp; MAUL 2001

Jaksic, N. I.; Maul, G. P.: Development of a model for part reorientation in vibratory bowl feeders with active air jet tooling. *Robotics and Computer Integrated Manufacturing* 17 (2001), S. 145-149.

## JAUMARD ET AL. 1990

Jaumard, B.; Lu, S.-H.; Sriskandarajah, C.: Design parameters selection and ordering of part-orienting devices. *International Journal of Production Research* 28 (1990) 3, S. 459-476.

## JIANG ET AL. 2003

Jiang, M. H.; Chua, P. S. K.; Tan, F. L.: Simulation software for parts feeding in a vibratory bowl feeder. *International Journal of Production Research* 41 (2003) 9, S. 2037-2055.

## KAWACHI ET AL. 1997

Kawachi, K.; Suzuki, H.; Kimura, F.: Simulation of Rigid Body Motion with Impulsive Friction Force. (Hrsg.): *Proceedings of IEEE International Symposium on Assembly and Task Planning (ISATP 1997)*. Marina del Rey, California, USA, 7.-9. August 1997, S. 182-187.

## KAWACHI ET AL. 1998

Kawachi, K.; Suzuki, H.; Kimura, F.: Technical Issues on Simulating Impulse and Friction in Three Dimensional Rigid Body Dynamics. (Hrsg.): *Proceedings of IEEE Computer Animation Conference (1998)*. Philadelphia, Pennsylvania, USA, 8.-10. June 1998, S. 170-176.

KHAKBAZ-NEJAD 2003

Khakbaz-Nejad, R. J.: The Effect of the Interaction of Part Geometry and Vibratory Feeding Parameters on the Feed Rate of Parts in a Vibratory Bowl Feeder. Diss. The Ohio State University 2003.

KIRKPATRICK ET AL. 1983

Kirkpatrick, S.; Gelatt, C. D.; Vecchi, M. P.: Optimization by Simulated Annealing. Science 220 (1983) 4598, S. 671-680.

LA BROOY & JIANG 2009

La Brooy, R.; Jiang, C.: Expert System for Vibratory Bowl Feeder Tooling. New Engineer Journal 12 (2009) 2, S. 13-17.

LACOUR 2012

Lacour, F.-F. R.: Modellbildung für die physikbasierte Virtuelle Inbetriebnahme materialflussintensiver Produktionsanlagen. Diss. Technische Universität München (2011). München: Herbert Utz Verlag GmbH 2012. ISBN: 978-3-8316-4162-8. (*iwb*-Forschungsberichte 257).

LEE & QIAN 1998

Lee, K.-M.; Qian, Y.: Intelligent Vision-Based Part-Feeding on Dynamic Pursuit of Moving Objects. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering 120 (1998) 3, S. 640-647.

LEE ET AL. 1996

Lee, S. G.; Ngoi, B. K. A.; Lye, S. W.; Lim, L. E. N.: An Analysis of the Resting Probabilities of an Object with Curved Surfaces. International Journal of Advanced Manufacturing Technology (1996) 12, S. 366-369.

LENZ 1997

Lenz, J.: Strukturdynamik unter dem Einfluss von Mikro- und Makroschlupf in Fügestellen. Diss. Universität der Bundeswehr Hamburg (1996). Stuttgart: Universität Stuttgart 1997. ISBN: 0946-7157. (Bericht aus dem Institut A für Mechanik 1).

## LEVY &amp; ROSARIO 2001

Levy, J. C.; Rosario, L. M.: Predicting The Natural Resting Aspects Probabilities For A Family Of Connectors: A Comparison Of Theoretical And Experimental Results. In: Rodríguez, D.; Rodríguez, N. (Hrsg.): Computing Research Conference. Mayagüez, Puerto Rico, 31. März 2001, 4 Seiten.

## LIM ET AL. 1994

Lim, L. E. N.; Ngoi, B. K. A.; Lee, S. S. G.; Lye, S. W.; Tan, P. S.: A computer-aided framework for the selection and sequencing of orientating devices for the vibratory bowl feeder. International Journal of Production Research 32 (1994) 11, S. 2513-2524.

## LIN &amp; GOTTSCHALK 1998

Lin, M. C.; Gottschalk, S.: Collision detection between geometric models: a survey. (Hrsg.): Proceedings of the 8th Conference on Mathematics and Surfaces (IMA 1998). Birmingham, England, 31. August - 2. September 1998, S. 37-56.

## LO &amp; DICK 1990

Lo, E. K.; Dick, M. D.: The solid modeling of part orienting tracks for automated assembly. International Journal of Production Research 28 (1990) 8, S. 1513-1525.

## LOTTER 1986

Lotter, B.: Wirtschaftliche Montage. Ein Handbuch für Elektrogerätetechnik, Bau- und Feinwerktechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag GmbH 1986. ISBN: 3-18-400709-X.

## LOTTER 2006

Lotter, B.: Einführung. In: Lotter, B.; Wiendahl, H.-P. (Hrsg.): Montage in der industriellen Produktion. Ein Handbuch für die Praxis. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 2006, S. 1-8. ISBN: 978-3-540-21413-7.

## LOY 2010

Loy, M.: Modulare Vibrationswendelförderer zur flexiblen Teilezuführung. Diss. Technische Universität München (2010). München: Herbert Utz Verlag GmbH 2010. ISBN: 978-3-8316-4027-0. (*iwb*-Forschungsberichte 240).

LUIDENS & CIPRA 2007

Luidens, M. M.; Cipra, R. J.: Simulated and Experimental Capture Times of Micro-Scale Pins Collected from a Vibratory Feeder. (Hrsg.): Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE 2007). Las Vegas, Nevada, USA, 4.-7. September 2007. Three Park Avenue, New York: ASME 2007, S. 485-494.

MAUL & THOMAS 1997

Maul, G. P.; Thomas, M. B.: A Systems Model and Simulation of the Vibratory Bowl Feeder. *Journal of Manufacturing Systems* 16 (1997) 5, S. 309-314.

MAYER 2007

Mayer, M.: Zum Einfluss von Fügstellen auf das dynamische Verhalten zusammengesetzter Strukturen. Diss. Universität Stuttgart (2007). Tönning: Der Andere Verlag 2007. ISBN: 978-3-89959-585-7. (Bericht aus dem Institut für Angewandte und Experimentelle Mechanik 2007/1).

MILLINGTON 2010

Millington, I.: Game Physics Engine Development. How to Build a Robust Commercial-Grade Physics Engine for your Game. Second Edition. San Francisco, California, USA: Morgan Kaufmann Publishers 2010. ISBN: 978-0-12-381976-5.

MIRTICH 1996A

Mirtich, B.: Hybrid Simulation: Combining Constraints and Impulses (Technical Report) Computer Science, University of California at Berkeley 1996. <<http://www.cs.berkeley.edu/~jfc/mirtich/publications.html>> (09.02.2012).

MIRTICH 1996B

Mirtich, B. V.: Impulse-based Dynamic Simulation of Rigid Body Systems. Diss. Computer Science, University of California at Berkeley 1996.

MIRTICH & CANNY 1995

Mirtich, B.; Canny, J. F.: Impulse-Based Simulation of Rigid Bodies. (Hrsg.): ACM SIGGRAPH. New York City, New York, USA: ACM Press 1995, S. 181-188.

## MORREY &amp; MOTTERSHEAD 1986

Morrey, D.; Mottershead, J. E.: Modelling of vibratory bowl feeders. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 200 (1986) C6, S. 431-437.

## MOTTA 1996

Motta, F.: Intelligente Lösung für flexible Teilezuführung - Ablaufstörungen auf ein Minimum beschränken. TR Transfer (1996) 1/2, S. 28-29.

## MUCCHI ET AL. 2013

Mucchi, E.; Di Gregorio, R.; Dalpiaz, G.: Elastodynamic analysis of vibratory bowl feeders: Modeling and experimental validation. Mechanism and Machine Theory 60 (2013), S. 60-72.

## MURCH &amp; BOOTHROYD 1971

Murch, L. E.; Boothroyd, G.: Predicting efficiency of parts orienting systems. Automation 18 (1971), S. 55-57.

## NGOI ET AL. 1995A

Ngoi, B. K. A.; Lee, S. S. G.; Lim, L. E. N.: Analysing the probabilities of the natural resting aspects of a component with a displaced centre of gravity. International Journal of Production Research 33 (1995) 9, S. 2387-2394.

## NGOI ET AL. 1995B

Ngoi, B. K. A.; Lim, L. E. N.; Lee, S. S. G.: Analysing the natural resting aspects of a complex part. International Journal of Production Research 33 (1995) 11, S. 3163-3172.

## NGOI ET AL. 1995C

Ngoi, B. K. A.; Lim, L. E. N.; Lee, S. S. G.: Analyzing the natural resting aspects of a component by its centroid solid angle. Journal of Electronics Manufacturing 5 (1995) 3, S. 193-197.

## NGOI ET AL. 1996

Ngoi, K. A.; Lye, S. W.; Chen, J.: Analysing the natural resting aspect of a prism on a hard surface for automated assembly. International Journal of Advanced Manufacturing Technology (1996) 11, S. 406-412.

NGOI & LIM 1996

Ngoi, B. K. A.; Lim, L. E. N.: Analysing the Natural Resting Aspect of a Component for Automated Assembly using the Energy Envelope Method. International Journal of Advanced Manufacturing Technology (1996) 12, S. 132-136.

NGOI ET AL. 1997

Ngoi, B. K. A.; Lim, L. E. N.; Ee, J. T.: Analysis of Natural Resting Aspects of Parts in a Vibratory Bowl Feeder - Validation of "Drop Test". International Journal of Advanced Manufacturing Technology (1997) 13, S. 300-310.

NGUYEN 2011

Nguyen, B.: Locally non-convex contact models and solution methods for accurate physical simulation in robotics. Diss. Computer Science, Faculty of Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, New York 2011.

NIESS 1983

Niess, P. S.: Die Auslegung von Zuführanlagen in automatisierten Montageeinrichtungen. VDI-Berichte (1983) Nr. 479, S. 45-52.

OKABE & YOKOYAMA 1981

Okabe, S.; Yokoyama, Y.: Study on Vibratory Feeders: Calculation of Natural Frequency of Bowl-Type Vibratory Feeders. Journal of Mechanical Design 103 (1981) 1, S. 249-256.

OU-YANG & MAUL 1993

Ou-Yang, C.; Maul, G. P.: A computer analysis of orientation devices for vibratory bowl feeders. International Journal of Production Research 31 (1993) 3, S. 555-578.

PAWLOWSKI 1971

Pawlowski, J.: Die Ähnlichkeitstheorie der physikalisch-technischen Forschung. Grundlagen und Anwendung. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1971. ISBN: 3-540-05227-5.

POPESCU 2004

Popescu, D. I.: Dynamic Modeling of a Vibratory Bowl Feeder. WSEAS Transactions on Mathematics 3 (2004) 1, S. 188-191.



POPESCU 2010

Popescu, D. I.: The Motion of a Small Part on the Helical Track of a Vibratory Hopper. *Mechanisms and Machine Science* 5 (2010), S. 55-62.

PÜSCHEL GROUP 2013

Püschel Group: Zuführtechnik. Rundschwingförderer / Linearförderer. <<http://www.pueschel-group.com/de/#Zufuehrtechnik>> (06.12.2013).

RAO 2009

Rao, S. S.: *Engineering Optimization. Theory and Practice*. Fourth Edition. Hoboken, New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc. 2009. ISBN: 978-0-470-18352-6.

REINHART & HOFMANN 2011

Reinhart, G.; Hofmann, D.: Effizient (zu)föhren. *ZulieferMarkt* (2011) 6, S. 18.

REINHART & HOFMANN 2012

Reinhart, G.; Hofmann, D.: Physiksimulation in der Zuföhrentechnik. Effiziente Bestimmung von Leistungsmerkmalen für Vibrationswendelföhrenderer. *wt Werkstattstechnik online* 102 (2012) 6, S. 435-439.

REINHART & LOY 2007

Reinhart, G.; Loy, M.: Komplexe Ordnungsaufgaben flexibel lösen. Ein neuer Ansatz zur Zuföhren von Kleinteilen. *wt Werkstattstechnik online* 97 (2007) 9, S. 603-607.

REINHART & LOY 2010

Reinhart, G.; Loy, M.: Design of a modular feeder for optimal operating performance. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 3 (2010), S. 191-195.

REINHART ET AL. 2009

Reinhart, G.; Loy, M.; Radi, M.: Zuföhrentechnik: Herausforderungen an die Montage. In: Reinhart, G.; Zäh, M. F. (Hrsg.): *Zuföhrentechnik: Herausforderung der automatisierten Montage!* Garching, 28.10.2009. München: Herbert Utz Verlag GmbH 2009, S. 1-1 bis 1-14. ISBN: 978-3-89675-095-2.

REINHART & STICH 2013

Reinhart, G.; Stich, P.: Approaches for the Simulation of Deformable Objects in Manufacturing Systems. Industrial and Systems Engineering Review (ISER) 1 (2013) 1, S. 68-74.

RICHARD & SANDER 2008

Richard, H. A.; Sander, M.: Technische Mechanik. Dynamik. Grundlagen - effektiv und anwendungsnah. 1. Aufl. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag GWV Fachverlage GmbH 2008. ISBN: 978-3-528-03995-0.

RIMAI & CIPRA 2011

Rimai, B. E.; Cipra, R. J.: On the Spatial Modeling of a Vibratory Micro-Pin Feeder Using Rigid-Body Dynamics. (Hrsg.): Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE 2011). Washington, Washington DC, USA, 28.-31. August 2011. Three Park Avenue, New York: ASME 2011, S. 247-255.

RISCH 2011

Risch, T.: Zweidimensionale Bewegungsformen in der Vibrationsfördertechnik. Diss. Technische Universität Chemnitz (2010), 2011.

ROCKLAND 1995

Rockland, M.: Flexibilisierung der automatischen Teilebereitstellung in Montageanlagen. Diss. Technische Universität München (1994). Berlin: Springer 1995. ISBN: 3-540-58999-6. (*iwb*-Forschungsberichte 87).

ROCKLAND & STETTER 1994

Rockland, M.; Stetter, R.: Flexibles Ordnen und Zuführen. Einbinden physikalischer Effekte in die 3D-Bewegungssimulation. ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 89 (1994) 1-2, S. 55-57.

RYBARCZYK 2004

Rybarczyk, A.: Auslegung aktiver aerodynamischer Zuführverfahren. Diss. Leibnitz Universität Hannover (2004). Garbsen: PZH Produktionstechnisches Zentrum GmbH 2004. ISBN: 3-936888-45-0. (Berichte aus dem IFA 1).

## SAUER &amp; SCHÖMER 1998

Sauer, J.; Schömer, E.: Dynamiksimulation starrer Körper für Virtual Reality Anwendungen. In: Engeli, M. et al. (Hrsg.): Proceedings des 12. Symposiums Simulationstechnik (ASIM 1998). Zürich, Schweiz: Vdf Hochschulverlag AG September 1998, S. 355-362.

## SCHANZ 1988

Schanz, R.: Entwicklungs- und Planungshilfen zum Aufbau von flexiblen Ordnungssystemen. Diss. Universität Stuttgart (1987). Berlin: Springer 1988. ISBN: 3-540-19394-4. (IPA-IAO Forschung und Praxis 120).

## SCHMID 2006

Schmid, S.: Automatisierte Ordnungs- und Kommissionierzelle zur hochflexiblen Bereitstellung von Werkstücken in der Montage. Diss. Universität Stuttgart (2005). Heimsheim: Jost Jetter 2006. ISBN: 3-936947-84-8. (IPA-IAO Forschung und Praxis 435).

## SCHUH ET AL. 2008

Schuh, G.; Gottschalk, S.; Gulden, A.; Hilcher, R.; Pyschny, N.; Buchner, T.; Haubrich, T.: Strategien und Trends in der Montagetechnik und -organisation. ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 98 (2008) 9, S. 670-674.

## SELIG &amp; DAI 2005

Selig, J. M.; Dai, J. S.: Dynamics of Vibratory Bowl Feeders. (Hrsg.): Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 2005). Barcelona, Spain, 18.-22. April 2005, S. 3288-3293.

## SETHI ET AL. 1990

Sethi, S. P.; Sriskandarajah, C.; Tayi, G. K.; Rao, M. R.: Heuristic Methods for Selection and Ordering of Part-Orienting Devices. Operations Research 38 (1990) 1, S. 84-98.

## SILVERSIDES ET AL. 2005

Silversides, R.; Dai, J. S.; Seneviratne, L.: Force Analysis of a Vibratory Bowl Feeder for Automatic Assembly. Journal of Mechanical Design 127 (2005) 4, S. 637-645.

SPITZWEG 2009

Spitzweg, M.: Methode und Konzept für den Einsatz eines physikalischen Modells in der Entwicklung von Produktionsanlagen. Diss. Technische Universität München (2009). München: Herbert Utz Verlag GmbH 2009. ISBN: 978-3-8316-0931-4. (*iwb*-Forschungsberichte 233).

STETTER 1994

Stetter, R.: Rechnergestützte Simulationswerkzeuge zur Effizienzsteigerung des Industrierobotereinsatzes. Diss. Technische Universität München (1992). Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag 1994. ISBN: 3-540-56889-1. (*iwb*-Forschungsberichte 62).

STICHLMAIR 1990

Stichlmair, J.: Kennzahlen und Ähnlichkeitsgesetze im Ingenieurwesen. Essen: Altos-Verlag 1990.

STOEVESANDT 1978

Stoevesandt, G.: Auslegung von Vibrationswendelförderern. VDI-Berichte 323 (1978), S. 49-54.

SURESH ET AL. 2013

Suresh, M.; Jagadeesh, K. A.; Ashoka Varthanan, P.: Determining the natural resting orientation of a part using drop test and theoretical methods. *Journal of Manufacturing Systems* 32 (2013), S. 220-227.

SWIFT & REDFORD 1978

Swift, K. G.; Redford, A. H.: Classification for Automatic Assembly of Small Products. *Annals of the CIRP* 27 (1978) 1, S. 435-440.

TAN ET AL. 1995

Tan, P. S.; Ngoi, B. K. A.; Lee, S. S. G.; Lim, L. E. N.: A Knowledge-based Advisor for the Automatic Selection and Sequencing of Orienting Devices for Vibratory Feeding. *Engineering Applications of Artificial Intelligence* 8 (1995) 1, S. 1-13.

TORKE & ZEBISCH 1997

Torke, H.-J.; Zebisch, H.-J.: Innerbetriebliche Materialflußtechnik. Funktion und Konstruktion fördertechnischer Einrichtungen und Geräte. Würzburg: Vogel Verlag und Druck GmbH 1997. ISBN: 3-8023-1579-0.

TRÖNDLE 2010

Tröndle, M.: Flexible Zuführung von Mikrobauteilen mit piezoelektrischen Schwingförderern. Diss. Karlsruher Institut für Technologie (KIT) (2010). Aachen: Shaker Verlag 2010. ISBN: 978-3-8322-9780-0. (Forschungsberichte aus dem wbk Institut für Produktionstechnik Karlsruher Institut für Technologie (KIT) 161).

VAN DEN BERGEN 2004

van den Bergen, G.: Collision Detection in Interactive 3D Environments. Amsterdam, Boston, Heidelberg: Elsevier Morgan Kaufmann Publishers 2004. ISBN: 978-1-55860-801-X. (Morgan Kaufmann Series in Interactive 3D Technology).

VDI RICHTLINIE 3633

VDI Richtlinie 3633: Simulation von Logistik-, Materialfluss- und Produktionssystemen - Begriffsdefinitionen. Berlin: Beuth Verlag GmbH 1996.

VDI RICHTLINIE 2860

VDI Richtlinie 2860: Montage- und Handhabungstechnik. Handhabungsfunktionen, Handhabungseinrichtungen, Begriffe, Definitionen, Symbole. Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure 1990.

VILÁN VILÁN ET AL. 2009

Vilán Vilán, J. A.; Segade Robleda, A.; García Nieto, P. J.; Casqueiro Placer, C.: Approximation to the dynamics of transported parts in a vibratory bowl feeder. Mechanism and Machine Theory 44 (2009) 12, S. 2217-2235.

VRANJEŠ ET AL. 1997

Vranješ, B.; Vrtodušić, D.; Jerbić, B.: CAD integriertes System zur Auslegung der Ordnungseinrichtungen. Österreichische Ingenieur- und Architekten-Zeitschrift (ÖIAZ) 142 (1997) 11-12, S. 815-822.

WEBER SCHRAUBAUTOMATEN GMBH 2013

Weber Schraubautomaten GmbH: Produkte. Zuführtechnik. Vibrationswendelförderer ZEB.  
<<http://www.weberonline.com/de/produkte/zufuehrtechnik/vibrationswendelfoerderer-zeb.html>> (06.12.2013).

WEIR & CIPRA 2005

Weir, N. A.; Cipra, R. J.: Modeling and Analysis of a Vibratory Micro-Pin Feeder Using Impulse-Based Simulation. (Hrsg.): Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference (IDETC/CIE 2005). Long Beach, California, USA, 24.-28. September 2005. Three Park Avenue, New York: ASME 2005, S. 533-543.

WEISS 1983

Weiss, K.: Entwicklung flexibler Ordnungssysteme für die Automatisierung der Werkstückhandhabung in der Klein- und Mittelserienfertigung. Diss. Universität Stuttgart (1982). Berlin: Springer 1983. ISBN: 3-540-12455-1. (IPA-IAO Forschung und Praxis 67).

WIEGLEY ET AL. 1992

Wiegley, J.; Rao, A.; Goldberg, K.: Computing a Statistical Distribution of Stable Poses for a Polyhedron. In: Van Dooren, P.; Spong, M. W. (Hrsg.): 30th Annual Allerton Conference on Communications, Control and Computing (1992). Allerton, Illinois, USA, 30. September - 02. October 1992, S. 1-8.

WIENDAHL & HABENICHT 1981

Wiendahl, H.-P.; Habenicht, D.: Einfluß der variablen Werkstückmasse auf das Förderverhalten von Vibrationswendelförderern. ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb 76 (1981) 2, S. 65-69.

WINKLER & AURICH 1991

Winkler, J.; Aurich, H.: Taschenbuch der Technischen Mechanik. 6., verbesserte Aufl. Leipzig: Fachbuchverlag GmbH 1991. ISBN: 3-343-00763-3.

WOLFSTEINER 1999

Wolfsteiner, P.: Dynamik von Vibrationsförderern. Diss. Technische Universität München (1999). Düsseldorf: VDI-Verlag 1999. ISBN: 3-18-351102-9. (Fortschritt-Berichte VDI Reihe 2 Nr. 511).

WOLFSTEINER & PFEIFFER 1997

Wolfsteiner, P.; Pfeiffer, F.: Dynamics of a Vibratory Feeder. (Hrsg.): Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conferences (DETC 1997). Sacramento, California, USA, 14.-17. September 1997, S. 1-9.

WÜNSCH 2007

Wünsch, G.: Methoden für die virtuelle Inbetriebnahme automatisierter Produktionssysteme. Diss. Technische Universität München (2007). München: Herbert Utz Verlag GmbH 2007. ISBN: 978-3-83-8316-0795-2. (*iwb-Forschungsberichte* 215).

XU ET AL. 2007

Xu, G.; Lü, W.; Niu, Y.: A Systematic Model and Simulation of Vibratory Bowl Feeder. *Journal of Northeast Forestry University* 35 (2007) 6, S. 96-101.

YEONG & DE VRIES 1994

Yeong, M. Y.; De Vries, W. R.: A Methodology for Part Feeder Design. *Annals of the CIRP* 43 (1994) 1, S. 19-22.

YERALAN & CHANG 1986

Yeralan, S.; Chang, C. A.: Models of Part-Orienting Systems. *Decision Sciences* 17 (1986), S. 357-375.

ZÄH ET AL. 2008

Zäh, M. F.; Spitzweg, M.; Lacour, F.-F.: Einsatz eines Physikmodells zur Simulation des Materialflusses einer Produktionsanlage. *it - Information Technology* 50 (2008) 3, S. 192-198.

ZIERSCH 1985

Ziersch, W.-D.: Strategien zur Leistungssteigerung von automatischen Montageanlagen durch zuverlässige Zuführsysteme. Diss. Universität Hannover (1984). Düsseldorf: VDI-Verlag 1985. ISBN: 3-18-148502-0. (Fortschritts-Berichte VDI Reihe 2 Nr. 85).



## Verzeichnis betreuter Studienarbeiten

Im Rahmen dieser Dissertation entstanden am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) in den Jahren 2011 bis 2013 unter wesentlicher wissenschaftlicher, fachlicher und inhaltlicher Anleitung des Autors, die im Folgenden aufgeführten studentischen Arbeiten. In diesen Arbeiten wurden verschiedene Fragestellungen zur Simulation von Ordnungsschikanen in Vibrationswendelförderern untersucht, deren Ergebnisse in Teilen in das vorliegende Dokument eingeflossen sind. Der Autor dankt allen Studierenden für ihr Engagement bei der Unterstützung dieser wissenschaftlichen Arbeit.

### ZEHERBAUER 2012

Zeherbauer, Christian: Schwingungsanalyse von Vibrationswendelförderern zur Bestimmung der Kinematik von Nutz- und Gegenmasse. Semesterarbeit (Nr. 2011/086-S). Bearbeitungszeitraum: 10.11.2011 – 10.05.2012.

### HUANG 2012

Huang, Hongrong: Grundlagenorientierte Programmierung von Features und Software-Analyse zur physikbasierten Simulation von Zuführprozessen. Semesterarbeit (Nr. 2011/024-S). Bearbeitungszeitraum: 07.11.2011 – 04.05.2012.

### BRAUN 2012

Braun, Lukas: Modellbildung von Blattfedern in Vibrationswendelförderern. Bachelor's Thesis (Nr. 2012/036-B). Bearbeitungszeitraum: 19.03.2012 – 03.09.2012.

### MAYR 2012

Mayr, Maximilian: Simulationsgestützte Entwicklung einer Ordnungsstrecke für ein Vibrationsfördersystem. Semesterarbeit (Nr. 2012/038-S). Bearbeitungszeitraum: 16.04.2012 – 15.10.2012.

### FETZNER 2012

Fetzner, Jan: Bestimmung von Reibungszahl und Stoßkoeffizient für die physikbasierte Simulation von Vibrationsförderprozessen. Semesterarbeit (Nr. 2012/039-S). Bearbeitungszeitraum: 12.04.2012 – 28.09.2012.

HUANG 2013

Huang, Hongrong: Gestaltoptimierung von mechanischen Ordnungsschikanten. Master's Thesis (Nr. 2012/005-M). Bearbeitungszeitraum: 16.07.2012 – 17.01.2013.

HELFENBEIN 2013

Helfenbein, Miriam: Untersuchung von Nichtlinearitäten in Vibrationswendelförderern. Bachelor's Thesis (Nr. 2012/059-B). Bearbeitungszeitraum: 19.10.2012 – 19.04.2013.

## Anhang

Tabelle 9: Parameter VWF Typ 1: Blattfeder

Parameter	Wert	Einheit
$n_{BF}$	4	–
$\gamma$	17,5	°
$r_1$	0,079299	m
$r_2$	0,079331	m
$\phi_1$	4,98	°
$\phi_2$	5,24	°
$k_{BF,x}$	174.329	N/m
$k_{BF,y}$	1.586.289	N/m
$k_{BF,z}$	17.906.914	N/m
$d_{BF,x}$	0,412520	kg/s
$d_{BF,y}$	1,711522	kg/s
$d_{BF,z}$	4,145355	kg/s

Tabelle 10: Parameter VWF Typ 1: Gummifeder

Parameter	Wert	Einheit
$n_{GF}$	4	–
$r_{GF}$	0,080000	m
$c_{GF,x}$	17.558	N/m
$c_{GF,z}$	90.392	N/m
$d_{GF,x}$	1,548740	kg/s
$d_{GF,z}$	3,568595	kg/s

Tabelle 11: Parameter VWF Typ 1: Elektromagnet

Parameter	Wert	Einheit
$n_{EM}$	2	–
$i$	2	–
$\rho_{i=1}$	0,021783	m
$\kappa_{i=1}$	0,011500	m
$\rho_{i=2}$	0,050818	m
$\kappa_{i=2}$	0,001150	m
$\beta$	0	°
$\tau$	0	°

Tabelle 12: Parameter VWF Typ 1: Nutz- und Gegenmasse sowie Schüttgut

Parameter	Wert	Einheit
$m_1$	3,272	kg
${}_1\theta_{1,zz}$	0,018192	kgm <sup>2</sup>
$m_2$	6,159	kg
${}_2\theta_{2,zz}$	0,024690	kgm <sup>2</sup>
$m_S$	0,00465	kg
$\mu_G$	0,20	–
$K$	28 <sup>2</sup>	–
$(\sum L_k; \sum r_{S,k} \cdot L_k) \Big _{0,0kg}$	(0; 0)	(–; m)
$(\sum L_k; \sum r_{S,k} \cdot L_k) \Big _{0,2kg}$	(43; 3,932)	(–; m)
$(\sum L_k; \sum r_{S,k} \cdot L_k) \Big _{0,4kg}$	(86; 7,226)	(–; m)

$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{0,6kg}$	(129; 10,415)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{0,8kg}$	(172; 13,338)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{1,0kg}$	(215; 16,371)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{1,2kg}$	(258; 18,577)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{1,4kg}$	(301; 20,547)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{1,6kg}$	(344; 22,818)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{1,8kg}$	(387; 25,856)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{2,0kg}$	(430; 27,727)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{2,2kg}$	(473; 30,999)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{2,4kg}$	(516; 32,484)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{2,6kg}$	(559; 35,641)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{2,8kg}$	(602; 38,672)	(-; m)
$(\sum L_k ; \sum r_{S,k} \cdot L_k)  _{3,0kg}$	(645; 39,867)	(-; m)