Schwingungsanalyse an Maschinen mit ungleichförmig übersetzenden Getrieben

Von der Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik der
Technischen Universität Chemnitz

genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor - Ingenieur

(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Ing. Torsten Zschieschang
geboren am 10. August 1965 in Lauchhammer

eingereicht am 10. Januar 2000

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. H. Dresig, TU Chemnitz
Prof. Dr.-Ing. habil. G. Meltzer, TU Dresden
Prof. Dr.-Ing. habil. H. Ulbrich, Universität (GH) Essen

Chemnitz den 14. Juli 2000

Bibliographische Beschreibung

Zschieschang, Torsten

Thema

Schwingungsanalyse an Maschinen mit ungleichförmig übersetzenden Getrieben

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Technischen Universität Chemnitz, Institut für Mechanik, Chemnitz, 2000

Seitenzahl	127
Anzahl der Abbildungen	89
Anzahl der Tabellen	4
Anzahl der Literaturzitate	164

Referat

Die Arbeit befaßt sich mit Methoden der Identifikation von Schwingungsursachen anhand gemessener Schwingungssignale an Maschinen mit ungleichförmig übersetzenden Getrieben. Den technischen Hintergrund bilden die Verarbeitungsmaschinen, die als ein Haupteinsatzgebiet der auch als Mechanismen bezeichneten Getriebe gelten. Es werden eine ganze Reihe mechanismentypischer Schwingungsursachen untersucht, die im wesentlichen auf Elastizitäten, veränderliche Parameter, Spiel, Reibung und Unstetigkeiten in den Lagefunktionen zurückzuführen sind. Neben den traditionellen Methoden der Signalanalyse gilt das Hauptaugenmerk den neuen Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse, die dem zumeist instationären Charakter der durch die Mechanismen verursachten Schwingungen gerecht werden. Dazu zählen vor allem lineare Transformationen wie die Kurzzeit-Fourier- oder die Wavelet-Transformation, quadratische Verteilungen aus Cohen's Klasse wie die Wigner-Ville und die Choi-Williams Verteilung oder auch höhere Transformationen wie die Adaptive Optimal Kernel oder die Reassignment Methode. Die Untersuchungen münden in einer tabellarischen Zusammenstellung der gefundenen Merkmale. Diese soll der Unterstützung der praktischen Signalanalyse bei Mechanismenschwingungen dienen. Die Anwendung der zur Verfügung stehenden Mittel und Methoden wird an zahlreichen Beispielen aus dem Bereich der Schwingungsdiagnose an Verarbeitungsmaschinen demonstriert.

Schlagworte

Mechanismen — ungleichförmig übersetzende Getriebe — Schwingungsursachen — Merkmale — Verarbeitungsmaschinen — Schwingungsdiagnose — Signalanalyse — Zeit-Frequenz-Analyse — Wavelets — Wigner-Ville — Choi-Williams

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Mechanik der TU Chemnitz.

Besonders herzlich möchte ich mich bei Herrn Prof. H. Dresig, dem Leiter der Professur Maschinendynamik/Schwingungslehre, bedanken, der diese Arbeit angeregt und stets interessiert und mit zielführenden Diskussionen gefördert hat. Ohne seine langjährigen Erfahrungen und sein unermüdliches Engagement im Kontakt mit zahlreichen Produzenten im Verarbeitungsmaschinenbereich hätte meine Arbeit nie die vorliegende Praxisrelevanz erhalten.

Mein Dank gilt auch meinen lieben Kollegen, die stets ein gutes Arbeitsklima garantierten und immer ein offenes Ohr für mich hatten. Den Herren Dr. D. Waldeck und Dr. L. Rockhausen sei an dieser Stelle besonders für die vielen fachlichen Hilfestellungen und Anregungen gedankt. Mit Herrn J. Häckel stand mir ein exzellenter Meßtechniker zur Seite, dem ich unter anderem auch eine ganze Reihe sehr interessanter Meßsignale verdanke.

Nicht unerwähnt lassen möchte ich meinen Studien- und Diplomarbeiter L. Fiedler, sowie meine HiWis I. Knittel und A. Golle, die durch ihren unermüdlichen Einsatz zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Letzterem möchte ich besonders für die gelungene Anpassung der im Internet gefundenen Analyseroutinen danken. In diesem Zusammenhang gilt auch den Autoren der Time-Frequency Toolbox [162] Dank für die freundliche Genehmigung zur Nutzung ihrer Routinen in meiner Arbeit.

Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei den Herren Prof. G. Meltzer und Prof. H. Ulbrich für ihr Interesse und die Übernahme des Korreferats sowie der damit verbundenen Mühen.

Besonderer Dank gebührt allerdings meiner Frau Beata, die mir während der gesamten Zeit sehr viel Verständnis entgegen brachte und mir in vielen Dingen den Rücken frei hielt. Ihr und meinen Kindern sei an dieser Stelle versprochen, daß ich in Zukunft wieder mehr Zeit für sie haben werde.

Lauchhammer, im Juli 2000 Torsten Zschieschang

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung 9

2 Methoden der Signalanalyse bei Mechanismenschwingungen 12
2.1 Besonderheiten bei Mechanismen 12
2.2 Traditionelle Methoden der Signalanalyse zur Anwendung bei Mechanismenschwingungen 14
2.2.1 Signalanalyse im Zeitbereich 14
2.2.2 Signalanalyse im Frequenzbereich 16
2.2.3 Modellgestützte Signalanalyse 19
2.3 Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse bei Mechanismen 20
2.3.1 Mechanismenschwingungen und Zeit-Frequenz-Analyse 20
2.3.2 Einteilung und Eigenschaften von TFRs 22
2.3.3 Lineare Zeit-Frequenz-Darstellungen 24
2.3.3.1 Kurzzeit-Spektrum (STFT) - Kurzzeit-Spektrogramm (STS) . . . 24
2.3.3.2 Wavelet-Transformation (WT) - Scalogramm (SCWT) 25
2.3.4 Quadratische Zeit-Frequenz-Darstellungen 28
2.3.4.1 Cohen's Klasse verschiebungsinvarianter TFRs 28
2.3.4.2 Verallgemeinerte Darstellungsformen 29
2.3.4.3 Einige Vertreter der Cohen Klasse 29
2.3.5 Zeit-Frequenz-Darstellungen höherer Ordnung und adaptive Verfahren . 30
2.4 Aspekte der Anwendung der Zeit-Frequenz-Analyse bei Mechanismen 32
2.4.1 Auswahl geeigneter Verfahren 32
2.4.2 Bestimmung der Signalstruktur 33
2.4.3 Weitere Maßnahmen zur Verminderung von Kreuztermen 34
2.4.4 Bestimmung von Signalparametern 34

3 Schwingungsphänomene bei Mechanismen 37
3.1 Ordnung der Probleme 37
3.2 Ursachen von Mechanismenschwingungen 41
3.2.1 Elastizitäten - Erzwungene Schwingungen und Resonanzen 41
3.2.2 Veränderliche Parameter 46
3.2.2.1 Einordnung der wichtigsten Effekte 46
3.2.2.2 Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen 46
3.2.2.3 Parameterresonanzen 51
3.2.2.4 Parameter-Kombinationsresonanzen 52
3.2.2.5 Schnell veränderliche Parameter 53
3.2.3 Spiel 54
3.2.3.1 Einordnung der wichtigsten Effekte 54
3.2.3.2 Spielstoß 54
3.2.3.3 Mehrfachstöße 59
3.2.3.4 Spielwirkung ohne Kontaktverlust in Drehgelenken 61
3.2.3.5 Kolbenschlag 65

3.2.4 Reibung 67
3.2.5 Unstetigkeiten in den Lagefunktionen 71
3.3 Zusammenfassung der Merkmale zur Identifikation von Schwingungsursachen bei Mechanismen 75

4 Beispiele 78
4.1 Schneidemaschine 1 (SM1) 78
4.1.1 Problembeschreibung 78
4.1.2 Darstellung des herkömmlichen Lösungsweges 79
4.1.3 Neuer Lösungsweg 81
4.1.4 Zusammenfassung der Auswertungen an der Schneidemaschine 1 83
4.2 Schneidemaschine 2 (SM2) 84
4.2.1 Problembeschreibung 84
4.2.2 Analyse 84
4.2.3 Zusammenfassung der Auswertungen an der Schneidemaschine 2 86
4.3 Wollkämmaschine (WKM) 87
4.3.1 Problembeschreibung 87
4.3.2 Analyse im Zeit- und Frequenzbereich 87
4.3.3 Modellgestützte Auswertung 91
4.3.4 Analyse im Zeit-Frequenz-Bereich 93
4.3.5 Zusammenfassung der Auswertungen an der Wollkämmaschine 97
4.4 Baumwollkämmaschine (BWKM) 99
4.4.1 Problembeschreibung 99
4.4.2 Analyse 99
4.4.3 Zusammenfassung der Auswertung an der Baumwollkämmaschine 104
4.5 Verpackungsmaschine (VPM) 105
4.5.1 Problembeschreibung 105
4.5.2 Ursachen für die Unterschiede in den Schwinggeschwindigkeiten 105
4.5.3 Ursachen für die höheren Resonanzen 108
4.5.4 Zusammenfassung der Auswertungen an der Verpackungsmaschine . . . 113

5 Zusammenfassung 115

Literaturverzeichnis 119

Nomenklatur

allgemeine Notationen

$\hat{a}$	Maximalwert
$\mathbb{I}$	Menge der ganzen Zahlen
i,j,k,l,m	Zählindizes
n	Drehzahl
t	Zeit
T	Periodendauer
TFR_x	Zeit-Frequenz-Transformation des reellen Signals $x(t)$

Notationen zur Signalverarbeitung

$\{\}^*$	konjugiert komplexe Größe
a	Skalenparameter
c_p	Leistungs-Cepstrum
c_ψ	Konstante des Basiswavelets (in Zulässigkeitsbedingung)
$D_f(h)$	Bandbreite des Fensters h
$D_t(h)$	Zeitdauer des Fensters h
f, f_m	Frequenz, Mittenfrequenz
$h(t)$	Fensterfunktion im Zeitbereich
j	imaginäre Einheit $j^2 = -1$
l	Morlet-Parameter, interner Frequenz-Parameter des Morlet-Wavelets
L_λ	Halbbreite eines Glättungsfenster im Zeitbereich (Fenster im Frequenzbereich)
L_τ	Halbbreite eines Fensters im Zeitbereich (Glättungsfenster in Frequenzbereich)
$R_{xx}(\tau)$	AKF des Zeitsignals $x(t)$
$s(t)$	analytisches Zeitsignal
v	Frequenzverschiebung
$x(t)$	reelles Zeitsignal
$X(f)$	Fourier-Transformierte des reellen Zeitsignals $x(t)$
$X_h(t,f)$	Kurzzeit-Spektrum des Signals $x(t)$ auf Basis des Fensters h

η, η_m	dimensionslose Frequenz; dimensionslose Mittenfrequenz
λ, λ_m	auf die erste Eigenfrequenz f_1 bezogene Frequenz ($f/f_1 = \lambda$), auf erste gemittelte ~
τ	Zeitverschiebung, Zeitverzögerung
$\Phi(\nu, \tau)$	Kernfunktion in der Zeit-Frequenz-Ebene
$\phi(t, f)$	Wichtungsfunktion in der Ambiguity-Ebene
ψ, Ψ	Basiswavelet, Fourier-Transformierte des Basiswavelets
$\psi(\nu, f)$	Wichtungsfunktion in der zeitabhängigen Korrelationsebene
$\Psi(t, \tau)$	Wichtungsfunktion in der spektralen Korrelationsebene

Notation in den Bewegungsgleichungen

b, b_T	Dämpfungskonstante, Torsions-~
c, c_T	Federsteifigkeit, Torsions-~
D	Sprung
J	Massenträgheitsmoment
l_0	Länge der ungespannten Feder
m	Masse
r_G, r_H	bezogene Gleit-, Haftreibkraft
s, s_b	Spiel, bezogenes Spiel
U	geometrische Übertragungsfunktion, Lagefunktion
$x, x(\varphi)$	Systemerregung (Wegerregung)
$y, y(t)$	Systemantwort (Weg)

η, η_m	Abstimmungsverhältnis, mittleres ~
ϑ, ϑ_m	Dämpfungsgrad, mittlerer ~
μ, μ_0	Reibwert, Haftreibwert
τ	dimensionslose Zeit
$\omega, \omega_i, \overline{\omega_i}$	Eigenkreisfrequenz; i-te ~; i-te gemittelte ~
Ω	Antriebswinkelgeschwindigkeit
ξ	dimensionslose Systemantwort (Weg)
φ, φ_0	Winkel, Antriebswinkel

Abkürzungen zur Signalanalyse

AF	Ambiguity Funktion (Mehrdeutigkeits-Funktion)
AKF	Autokorrelationsfunktion
AOK	Adaptive Optimal-Kernel Distribution (Adaptive Optimal-Kern Verteilung)
BH	Basisharmonische; entsprechend kinetostatischer Grundfunktion
BJD	Born-Jordan-Cohen Distribution
C	Cohen's Klasse verschiebungsinvarianter Zeit-Frequenz-Verteilungen
CWD	Choi-Williams Distribution
ED	Exponential Distribution (entspricht CWD)
EF	Eigenfrequenz(-en)
ES	Eigenschwingung(-en)
FFT	Fast-Fourier-Transformation
GH	Grundharmonische
MHD	Margenau-Hill Distribution
n	Drehzahl
PMHD	Pseudo MHD
PWVD	Pseudo WVD
RD	Kirkwood-Rihacek Distribution
RGK	Radialy Gaussian-Kernel Distribution (Radiale Gauß-Kern Verteilung)
RID	Reduced Interference Distribution (Kreuztermunterdrückende Verteilung)
RM	Reassignment Method (Nachbearbeitungs-Methode)
RSTS	Reassigned STS
SCWT	Scalogramm
SPWVD	Smoothed Pseudo WVD
STFT	Short Time Fourier-Transformation, Kurzzeit-FFT, Kurzzeit-Spektrum
STS	Short Time Spectrogram, Kurzzeit-Spektrogramm
TFR	Time Frequency Representation, Zeit-Frequenz-Darstellung, ~-Transformation
WT	Wavelet-Transformation
WVD	Wigner-Ville Distribution
ZAMD	Zhao-Atlas-Marks Distribution
ZH	Zusatzharmonische; nicht zum kinematisch/kinetostatischen Grundverlauf gehörend

Sonstige Abkürzungen

BWKM	Baumwollkämmaschine
SM1	Schneidemaschine 1
SM2	Schneidemaschine 2
VPM	Verpackungsmaschine
WKM	Wollkämmaschine

Kapitel 1

Einleitung

Ungleichförmig übersetzende Getriebe, die auch als Mechanismen bezeichnet werden, sind, von einigen Umformmaschinen abgesehen, hauptsächlich Bestandteil vieler Verarbeitungsmaschinen. Sie ermöglichen die u.a. für Lebensmittel-, Verpackungs-, Textil- und polygraphische Maschinen typische zyklische Arbeitsweise der Wirkpaare.

Gerade die Mechanismen sind es jedoch, die für eine ganze Reihe spezieller dynamischer Probleme sorgen können. Die Behandlung dynamischer Probleme an Verarbeitungsmaschinen trägt allerdings auch heute noch zum Teil empirischen Charakter. Es gibt weder große Erfahrungen auf diesem Gebiet noch existieren abgesicherte Berechnungsmodelle, mit denen sich das dynamische Verhalten solcher Maschinen bestimmen läßt. Das liegt u.a. an der enormen Typenvielfalt, die aus einer weit gefächerten Anwendungspalette, unterschiedlichsten Einsatzbedingungen und ganz speziellen Kundenwünschen resultiert. Bei der Mehrzahl der Hersteller handelt es sich zudem um kleine und mittelständische Betriebe, deren wirtschaftliche Kraft bisher kaum Raum für dynamische Untersuchungen ließ. Nicht selten steckt die Ingenieur-Erfahrung mehrerer Generationen in der Entwicklung dieser Maschinen, was bisher durchaus dazu beitrug, den Aufwand an dynamischen Untersuchungen auf ein Minimum zu reduzieren.

Der wachsende Konkurenzdruck und die daraus resultierenden Forderungen nach Leistungssteigerung, schneller Markteinführung und Minderung der Kosten sind mittlerweile jedoch so groß geworden, daß Unternehmen mit dieser traditionellen Herangehensweise am Markt nicht mehr bestehen können. Immer schärfere Vorschriften und spezielle Forderungen der Kunden, vorrangig bezüglich Lärmemmission, Schwingungseinwirkung auf das Bedienpersonal und Qualität der Erzeugnisse zwingen dazu, gezielt nach Störquellen und Verbesserungsmöglichkeiten zu suchen. Dies geschieht in der Regel im Rahmen einer Schwingungsdiagnose, die sich in diesem Problemfeld allgemein aus folgenden drei Schritten zusammen setzt:

- Signalerfassung
- Signalanalyse
- Begründung von Gegenmaßnahmen

Die vorliegende Arbeit widmet sich vorwiegend dem Schwerpunkt der Signalanalyse, wobei jedoch die anderen Punkte nicht völlig außer acht gelassen werden sollen, denn sowohl die aus der Signalerfassung folgenden Randbedingungen, wie Art und Menge der zur Verfügung stehenden Signaldaten, als auch die eigentliche Zielstellung der Untersuchung beeinflussen die Auswahl der zur Signalanalyse geeigneten Verfahren.

In der Vergangenheit haben sich im Maschinenbau und speziell auch im Verarbeitungsmaschinenbau Signalanalyseverfahren etabliert, die im wesentlichen auf die Spektralanalyse aufbauen. So sind Spektren, Wasserfalldiagramme, Ordnungsanalysen usw. selbstverständliches Handwerkszeug geworden. Deren Anwendung ist insofern berechtigt, als daß man bei Mechanismen von periodischer Erregung ausgehen kann und jede Störung sich durch Abweichungen von den Harmonischen der kinetostatischen Erregerfunktion bemerkbar macht.

Die Eigenheit der Mechanismen besteht nun darin, daß die meisten typischen Störungsursachen instationäre Schwingungen hervorrufen. Zur Identifikation der Störungsursachen erweisen sich die besagten Methoden jedoch zum größten Teil als ungeeignet, da z.B. Reib- und Spielstöße die gleichen Merkmale in den Spektren zeigen. Alternativen stellen traditionell Untersuchungen im Zeitbereich dar, die sich hauptsächlich auf Vergleiche mit den kinetostatischen Zeitverläufen konzentrieren. Hier wird die Tatsache genutzt, daßsich die meisten Störungsursachen durch ihre Lage im kinematischen Zyklus verraten. Weiterhin kommen modellgestützte Signalanalysen zur Anwendung, die aufbauend auf einer bestimmten Ursachen-Hypothese über numerische Simulationen und entsprechende Parameteranpassungen ebenfalls auf einen Signalvergleich hinauslaufen. Diese Untersuchungen sind jedoch meist enorm aufwendig, hängen zudem sehr stark von den Erfahrungen des Bearbeiters ab und führen besonders bei komplizierteren Maschinen nur selten auf die tatsächlichen Ursachen.

Etwa seit Anfang der 80er Jahre erfahren neue Verfahren der sogenannten Zeit-Frequenz-Analyse, die sich bisher vor allem auf den Gebieten der Quantenmechanik, Optik, Akustik, Sprachanalyse und ganz besonders auch bei der Bild-, Nachrichten- und Signalverarbeitung bewährt haben, eine verstärkte Verbreitung. Seit Anfang der 90er Jahre ist deren Einsatz auch auf dem Gebiet des Maschinenbaus zu verzeichnen, wobei die ersten erfolgreichen Anwendungen vorrangig mit der Maschinen- und Anlagenüberwachung sowie der Qualitätssicherung in Verbindung zu bringen sind. Einer der wesentlichen Vorteile ist, daß sich diese Methoden zur Analyse instationärer Signale eignen und damit wesentlich zur Lösung der Probleme bei der Identifikation der Schwingungsursachen bei Mechanismen anhand gemessener Schwingungssignale beitragen können.

Ziel der vorliegenden Arbeit soll es sein, eine generelle Übersicht über Anwendungsmöglichkeiten signalanalytischer Methoden zur Identifikation von Schwingungsursachen bei Mechanismen anhand gemessener Schwingungssignale zu erarbeiten. Dabei steht insbesondere die Einbeziehung der neuen Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse im Vordergrund. Wichtige Fragestellungen, die in diesem Zusammenhang geklärt werden, sind:

- Welches sind die wesentlichen und typischen Schwingungsursachen bei Mechanismen?
- Welche Merkmale besitzen die zugehörigen Schwingungsphänomene?
- Welches sind die jeweils geeigneten Methoden zu deren Analyse?
- Wie ist möglichst effektiv an eine Signalanalyseaufgabe bei Mechanismenschwingungen heranzugehen?

Im Kapitel 2 geht es vorrangig um die signalanalytischen Aspekte bei der Untersuchung von Mechanismenschwingungen. Dabei werden zunächst die Besonderheiten, die das Messen an Mechanismen mit sich bringt erläutert, sowie kurze Einschätzungen der bisher gebräuchlichen Signalanalyseverfahren getroffen. Den Kern des Kapitels bildet jedoch die Einführung in die Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse. Es werden vor allem lineare Transformationen wie die Kurzzeit-Fourier- und die Wavelet-Transformation, quadratische Verteilungen aus Cohen's Klasse wie die Wigner-Ville- oder die Choi-Williams Verteilung und höhere bzw. adaptive Verfahren wie z.B. die Adaptive Optimal-Kernel Verteilung einbezogen.

Die Kenntnis der allgemeinen Eigenschaften dieser Verfahren ist der Schlüssel zu deren richtigen Einsatz und Interpretation der Darstellungen. Die Auswahl der Verfahren soll deshalb durch Nutzung einer Tabelle mit den wichtigsten Eigenschaften erleichtert werden. Die Auswahl geeigneter Verfahren richtet sich aber auch nach den jeweiligen Untersuchungszielen, die

im Kapitel 2 ebenfalls angeschnitten, jedoch erst im Kapitel 4 mit den entsprechenden Beispielen unterlegt werden sollen.

Im Kapitel 3 stehen die eigentlichen Schwingungsursachen und deren Schwingungsphänomene sowie maschinendynamische Aspekte bei der Untersuchung von Mechanismenschwingungen im Vordergrund. Zunächst erfolgt eine Zusammenstellung der typischen Schwingungsursachen bei Mechanismen. Anschließend gilt es, die wesentlichen Merkmale der zugehörigen typischen Schwingungserscheinungen zu charakterisieren. Dies erfolgt unter verschiedenen Gesichtspunkten. Neben der "Signalherkunft" spielen bei der Identifikation der Schwingungsursachen vor allem die Signalmerkmale eine wesentliche Rolle. Zu diesem Zweck werden mit Hilfe einfacher Signalmodelle Beispielsignale erzeugt, an denen die typischen Signalmerkmale in den Darstellungsräumen Zeitbereich, Frequenzbereich und Zeit-Frequenz-Bereich herausgearbeitet werden können. Während im Zeitbereich vorrangig Vergleiche mit den entsprechenden kinetostatischen Zeitverläufen angestellt und im Frequenzbereich die zugehörigen Spektren miteinander verglichen werden, also traditionelle Methoden zur Anwendung kommen, findet für den Zeit-Frequenz-Bereich eine Gegenüberstellung verschiedener in Kapitel 2 vorgestellter Methoden inklusive Diskussion ihrer Anwendungsspezifika statt.

Die gesammelten Erkenntnisse münden schließlich in einer tabellarischen Zusammenstellung der typischen Merkmale, die hier nach gewissen Erfordernisssen bei der praktischen Durchführung einer Signalanalyse geordnet werden.

Im Kapitel 4 wird an Beispielen der Einsatz der zur Verfügung stehenden Mittel und Methoden demonstriert. Dazu werden reale Problemstellungen aus der Praxis der Schwingungsdiagnose von Verarbeitungsmaschinen behandelt. Diese verdeutlichen gleichzeitig auch die Vielgestaltigkeit und Kompliziertheit typischer Aufgabenstellungen aus diesem Bereich.

Beim ersten Beispiel handelt es sich um eine Schneidemaschine bei der begleitende Messungen im Rahmen von Maßnahmen zur Drehzahlsteigerung durchgeführt wurden. Als Schwingungsursache kann der für diese Maschinen typische Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen diagnostiziert werden. Daß diese Ursache tatsächlich für solche Maschinen typisch ist, beweist das Beispiel einer zweiten Schneidemaschine, welche u.a. über ein komplett anderes Antriebskonzept verfügt. An einer Wollkämmaschine stellen ebenfalls Maßnahmen zur Drehzahlsteigerung den Ausgangspunkt für Untersuchungen dar. Hier sorgt eine Kombination von verschiedenen, auch nicht mechanismentypischen Ursachen für störende Schwingungen. An einer Baumwollkämmaschine führt vermutlich Spiel zu dynamischen Überbeanspruchungen. Und schließlich werden noch Untersuchungen an zwei baugleichen Verpackungsmaschinen durchgeführt, bei denen u.a. höhere Harmonische modulierter Zahneingriffsschwingungen als Ursache für viele hochfrequente Anteile in den Spektren identifiziert werden.

Kapitel 2

Methoden der Signalanalyse bei Mechanismenschwingungen

2.1 Besonderheiten bei Mechanismen

Um zu einer Bewertung der Signalanalysemethoden zu gelangen, ist zu beachten, daß die experimentelle Analyse von Mechanismenschwingungen durch eine ganze Reihe von Besonderheiten gekennzeichnet ist. Das Ziel der Analyse ist die Ermittlung der wesentlichen Schwingungsursachen. Diese Aufgabenstellung muß jedoch in Verbindung mit speziellen Problemen, die das Messen an Mechanismen mit sich bringt, sowie dem Haupteinsatzgebiet der Mechanismen, den Verarbeitungsmaschinen gesehen werden.

Um die Schwierigkeiten zu erläutern, seien folgende typische Aspekte genannt:

- **interessierende Größen:** Die häufigsten Probleme äußern sich durch Schwingungen am Abtrieb. Deshalb sind Bewegungen des Abtriebsgliedes oder besser die Genauigkeit dieser Bewegung von besonderem Interesse (Vergleich Kinetostatik/Messung).
- **meßbare Größen:** Die typischen Störungen äußern sich signifikant in Beschleunigungs- oder Kraftverläufen. Solche Messungen sind jedoch an den interessierenden Stellen, direkt an der Wirkstelle, kaum durchführbar. Berührungsloses Messen ist wegen räumlicher Bewegungen so gut wie unmöglich, und Schallmessungen liefern nur sekundäre Informationen.
- **Kompliziertheit des Meßobjektes:** Bei der Mehrzahl der Maschinen sind viele verschiedene Mechanismen auf engstem Raum konzentriert, die nicht selten alle über einen gemeinsamen Hauptantrieb miteinander gekoppelt sind. Gegenseitige Beeinflussungen und Störungen sind die Folge.
- **Meßgeberapplikation:** Verarbeitungsmaschinen gehören zu den nicht oder nur schlecht instrumentierten Maschinen. Jede Meßaufgabe erfordert daher eine neue Applikation der Geber. Mangelnder Platz, Kollisionsgefahr, Unzugänglichkeit, geschlossene Gehäuse, Öl, Wärme usw. ergeben viele Einschränkungen bei der Auswahl der Geber und deren Anordnung. Messungen an bewegten Bauteilen sind zudem besonders schwierig, da einerseits mit sehr hohen Beschleunigungen zu rechnen ist, andererseits aber nur mangelnde Befestigungsmöglichkeiten der Geber bestehen. Die Datenübertragung (geeignete Kabelverlegung) bringt weitere Schwierigkeiten mit sich.
- **spezielle Fehlerquellen:** Rasten in der Bewegung können bei Beschleunigungsgebern zum momentanen Verlassen des zulässigen Meßbereiches führen. Zusätzlich sind Querbeschleunigungen und Drehungen im Schwerefeld der Erde zu berücksichtigen.
- **Meßprogramm:** Häufig sind nur Betriebsschwingungsanalysen möglich. Das heißt aber, daß die Erregung nicht exakt bekannt ist, da die Maschine hauptsächlich auch durch ihre eigenen Massenkräfte belastet wird. Hinzu kommt, daß vor allem bei Maschinen älteren Bautyps häufig nur wenige Drehzahlstufen zur Verfügung stehen. Wichtige Informationen zu Drehzahlabhängigkeiten sind daher meist nicht ermittelbar.

- **Verfügbarkeit des Meßobjektes:** Aus produktionstechnischen und wirtschaftlichen Gründen steht oft nur wenig Zeit für die Meßdurchführung zu Verfügung. Wiederholungs- und Vergleichsmessungen sind häufig nur unter veränderten Bedingungen möglich (anderes Verarbeitungsgut, technische Veränderungen an der Maschine...).
- **verfügbare Gerätetechnik:** Wirtschaftliche Gründe bestimmen auch den Aufwand an Meßtechnik. Verbreitet sind nicht fest installierte Systeme mit wenigen Kanälen (1 bis 4) und Möglichkeiten der Signalverarbeitung im Zeit- und im Frequenzbereich (vor allem Spektren, Fourier-Analysatoren).
- **Auswertung:** Die Auswertung der gemessenen Signale erfolgt in der Regel im Nachgang (off-line), da diese vielfältigen Untersuchungen unterzogen werden müssen. Dies liegt vor allem im unbekannten Schwingungsverhalten des Meßobjektes begründet, welches ja den eigentlichen Untersuchungsgegenstand darstellt. Die Auswertung ist daher ein iterativer Prozeß, wobei die angewandten Methoden vom augenblicklichen Erkenntnisstand abhängen.

Die Konsequenz aus diesen Rahmenbedingungen ist, daß häufig nur wenige Signale (mitunter auch nur ein Signal) zur Untersuchung zur Verfügung stehen. Die Signale enthalten meist nur wenige Perioden. Mehrere Drehzahlstufen oder Messungen mit verschiedenen Geberverteilungen können nur selten ausgewertet werden.

Die typischen Schwingungserscheinungen bei Mechanismen äußern sich vorwiegend durch instationäre Schwingungen, die den kinetostatischen Verläufen überlagert sind. Diese Schwingungserscheinungen lassen sich hauptsächlich durch Unterschiede in der Lage im kinematischen Zyklus, durch spektrale Eigenschaften und Drehzahlabhängigkeiten charakterisieren. An die Signalanalyse ergeben sich daraus folgende Anforderungen:
- Ermittlung von Zeitpunkten und Zeitdauer (bzw. Getriebestellungen) bestimmter Ereignisse
- Ermittlung von Frequenzen und Frequenzverläufen
- Ermittlung von Drehzahlabhängigkeiten

Da die tatsächlich störungsrelevanten Signalanteile in der Regel nicht vereinzelt auftreten, sondern in einem ganzen Gemisch von Signalkomponenten, bestehen weitere Aufgaben in der:
- Bestimmung der Signalzusammensetzung ("Signalstruktur")[1]
- Interpretation des Signals
- Ermittlung der wesentlichen, störungsrelevanten Anteile

[1] Der Begriff "Signalstruktur" soll im folgenden als Synonym für zeitlich und spektral unterscheidbare Merkmale eines einzelnen oder aus mehreren Komponenten (einkomponentige Signale) mit jeweils unterschiedlichen zeitlichen und spektralen Eigenschaften zusammengesetzen Signals verwendet werden ("Zeit-Frequenz-Muster").

2.2 Traditionelle Methoden der Signalanalyse zur Anwendung bei Mechanismenschwingungen

2.2.1 Signalanalyse im Zeitbereich

visuelle Signalbewertung: Die Analyse im Zeitbereich konzentriert sich im wesentlichen auf die qualitative, visuelle Signalbewertung im Vergleich von gemessenen und kinetostatischen "Soll"-Verläufen. Man erhält ein "Maß" für die Abweichung und gelangt zu einer ersten Beurteilung. Die Analyse wird in starkem Maße von den subjektiven Erfahrungen des Bearbeiters, vor allem bei der Suche nach charakteristischen Merkmalen und dem Vergleich mit bekannten Mustern beeinflußt. Verschiedenste Ursachen können hier eindeutig unterschieden werden, wie z.B. Spiel- und Reibstöße, vgl. Kapitel 3. Im Ergebnis dieser Auswertung wird meist über das weitere Vorgehen bei der Signalanalyse entschieden.

Wichtige Werkzeuge sind Glättung und Filterung. Sie erhöhen die Interpretierbarkeit des Signals durch Ausblendung der meist weniger interessierenden hochfrequenten Anteile und des Rauschens. Diese Werkzeuge ermöglichen unter der Annahme wenig gestörter Basisharmonischer (BH) auch die näherungsweise Bestimmung des kinetostatischen Grundverlaufes, falls keine Berechnungsdaten dafür vorliegen.

Glättung: Unter Glätten versteht man die Bildung eines gleitenden Mittelwertes. Dies geschieht durch Überschieben des Zeitsignals mit einem Glättungsfenster, was auch als Faltung interpretiert werden kann und einem Tiefpaßfilter entspricht, vgl. Gl. (2.1), Natke [103]. Stark "verrauschte" Signale lassen sich gut durch mehrmalige Glättung mit schmalen Fenstern bearbeiten. Zur näherungsweisen Bestimmung des Grundverlaufes sind Rechteckfenster zu empfehlen. Unstetigkeiten im Verlauf, als Zeichen plötzlicher Ereignisse wie Spielstöße, werden durch die Glättung leider auch verschmiert.

$$x_{glatt}(t) = x(t) * h(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) h(t-\tau)\, d\tau \tag{2.1}$$

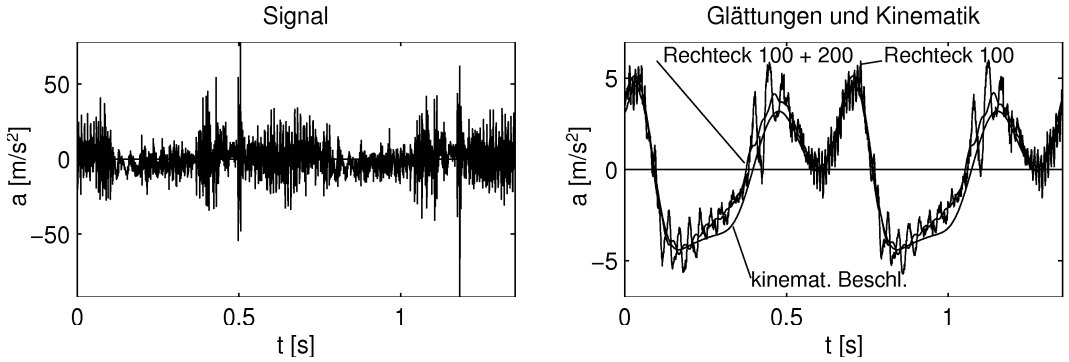


Abbildung 2.1: Glättung eines Datensatzes: gemessenes Beschleunigungssignal an einer Wollkämmaschine über 2 Perioden und Vergleich verschiedener Glättungsstufen mit dem kinematischen Beschleunigungsverlauf

Filterung durch Editieren des Spektrums: Für das Extrahieren ganz bestimmter Frequenzbereiche (Harmonische usw.) bietet sich der Weg über das Editieren des Spektrums an, bei dem nicht interessierende Frequenzkomponenten im Spektrum zu Null gesetzt werden, Kolerus [84]. Ganze Frequenzbänder können so separat untersucht werden. Der Vorteil sind "ideale" Filter-

flanken im Gegensatz zur Glättung.

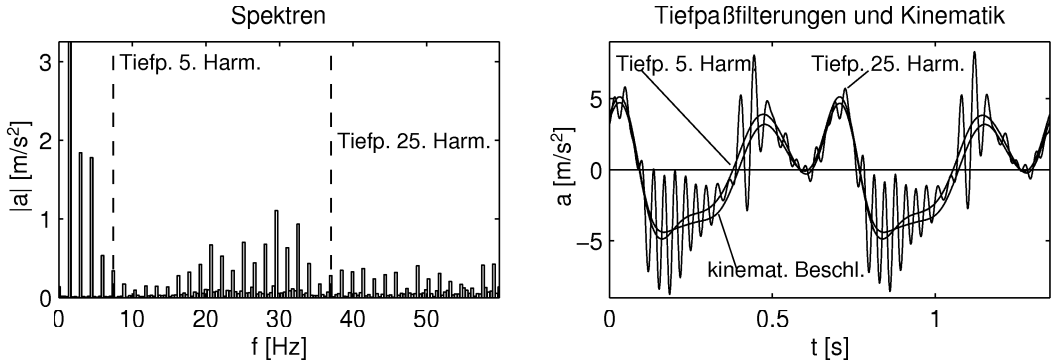


Abbildung 2.2: Editieren eines Spektrums: Spektrum der gemessenen Beschleunigungen aus Abb. 2.1 und Auswirkung verschiedener Tiefpässe auf das Zeitsignal

Autokorrelationsfunktion (AKF): Mit ihr können unter anderem auch stark verrauschte Signale auf periodische Strukturen untersucht werden, Heymann/Lingener [62], Holzweißig/Meltzer [66], Sturm/Förster [131].

$$R_{xx}(\tau) = \overline{x(t)\,x(t+\tau)} = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{+T/2} x(t)\,x(t+\tau)\,dt \tag{2.2}$$

Bei der Anwendung im Zeitbereich nach Gl. (2.2) kann damit die für eine Reihe weiterer Untersuchungen wichtige Zyklusdauer ermittelt werden, da diese in der Regel dominiert bzw. alle mechanismentypischen Störungen sich mit dieser wiederholen. Bei Signalen mit vielen hochfrequenten Anteilen, wie in Abb. 2.3, die meist die strenge Periodizität verletzen, liefert die normierte AKF nur schwache, aber immer noch erkennbare Merkmale.

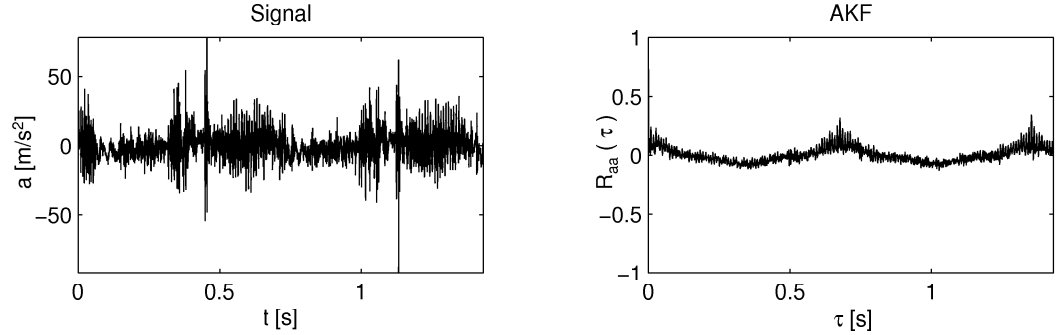


Abbildung 2.3: Anwendung der AKF: gemessenes Beschleunigungssignal an einer Wollkämmaschine über 2 Perioden und zugehörige normierte AKF

Periodische Stöße oder ähnliche Erscheinungen können hier nicht, wie z.B. bei der Wälzlagerdiagnose möglich, separiert werden. Zum einen ist bei Mechanismen mit verschiedenen Schwingungsphänomenen zu rechnen und nicht nur mit Stößen, zum anderen liegt die Grundperiode fest, mit der sich die Ereignisse wiederholen. Für eine solche Analyse wäre die Kreuzkorrelationsfunktion anzuwenden, die das Signal nicht auf Selbstähnlichkeit, sondern auf Verwandtschaft zu einem anderen bewertet. Die praktische Umsetzung ist jedoch schwierig, da möglichst viele Parameter der gesuchten Signalstruktur bekannt sein sollten, um die Analyse mit vertretbarem Aufwand durchzuführen. Dies ist jedoch bei diesen Schwingungsuntersuchungen nicht zu erwarten.

quantitative Signalauswertung: Hier interessieren vor allem solche Werte wie Stoßamplituden, Stoßzeitpunkte, Schwingungsdauern oder Häufigkeiten bestimmter Ereignisse innerhalb eines Zyklus. Besonders aufschlußreich sind dabei Auswertungen dieser Größen über verschiedene Drehzahlen, da sich z.B. bestimmte unstetige Ereignisse in der Entwicklung ihrer Anfangs- oder Stoßamplituden unterscheiden lassen. Nur mit Vorsicht zu behandeln sind in diesem Zusammenhang die häufig bei Überwachungsaufgaben gebräuchlichen gemittelten Verläufe, da in diesen wesentliche Informationen über die typischen instationären Ereignisse bei Mechanismen "weggeglättet" werden.

Untersuchungsziele / bestimmbare Größen im Zeitbereich:
- Visualisierung der Zeitverläufe
- Unterscheidung kinetostatischer und Schwingungsanteile
- Abschätzung der Störungen
- Suche nach typischen Merkmalen für Schwingungsursachen, Vergleich mit bekannten Mustern, vgl. Kapitel 3
- Ermittlung von Amplituden, Zeitpunkten, Zeitdauern, Periodendauern
- Ermittlung von Drehzahlabhängigkeiten
- Erstellung erster Hypothesen über mögliche Schwingungsursachen
- Begründung des weiteren Vorgehens bei der Signalanalyse

Probleme:
- Überlagerung vieler unterschiedlicher Ereignisse möglich
- viele unterschiedliche Frequenzen können enthalten sein
- unsichere oder mangelnde Frequenzinformationen

2.2.2 Signalanalyse im Frequenzbereich

Fourier-Transformation: Den Ausgangspunkt für die Frequenzanalyse bildet die Fourier-Transformation. Sie ist das Fundament für die meisten Verfahren der modernen Signalanalyse. Die Fourier-Transformation ist definiert durch, [62], [66]:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \tag{2.3}$$

Sie stellt eine Zerlegung des Signals bezüglich der 2π-periodischen Aufbaufunktionen $e^{j2\pi ft}$ dar, die durch Phasenverschiebung aus einem Prototypen bzw. der Basisfunktion e^{j0t} erzeugt werden, und gibt damit den globalen Frequenzgehalt des Zeitsignals wieder, Brigola [15]. Gl. (2.3) liefert das zweiseitige komplexe Amplitudendichtespektrum bzw. Fourier-Spektrum. Durch Quadrieren erhält man das zweiseitige reelle Leistungsdichtespektrum:

$$|X(f)|^2 = X^*(f) X(f) \tag{2.4}$$

Leistungsdichtespektrum und AKF sind über folgende Beziehung miteinander verbunden:

$$R_{xx}(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} e^{j2\pi f\tau} |X(f)|^2 \, df \tag{2.5}$$

Spektralanalyse: Hierzu wird aus Symmetriegründen üblicherweise das einseitige Leistungsdichtespektrum bzw. Spektrum benutzt [62]. Da die Vorgänge bei Mechanismen im allgemeinen zyklisch verlaufen, entstehen periodische Erregungen durch Massenkräfte und technologische Kräfte sowie periodische Bewegungen, die im Spektrum durch äquidistante Linien (Harmonische) repräsentiert werden. Störungen im Zeitverlauf äußern sich im Spektrum durch Störung der den kinetostatischen Erregerfunktionen entsprechenden Basisharmonischen (BH) bzw. durch das Auftreten von Zusatzharmonischen (ZH).

Jedoch liefern die Spektren nur bedingt Informationen über die Ursachen der Schwingungsanregung, vgl. Kapitel 3. Der Grund dafür sind die zur Transformation benutzten Sinus- und Cosinus- bzw. komplexen Exponentialfunktionen, die an keiner Stelle zeitlich lokalisieren. Zeitlich begrenzte, impulsartige Ereignisse müssen so durch gegenseitige Auslöschung und Verstärkung vieler Funktionen erzeugt werden, die sich dann im Spektrum durch entsprechende ZH repräsentieren. Der für die Identifikation so wichtige Zeitbezug bzw. Zyklusbezug des Ereignisses geht verloren.

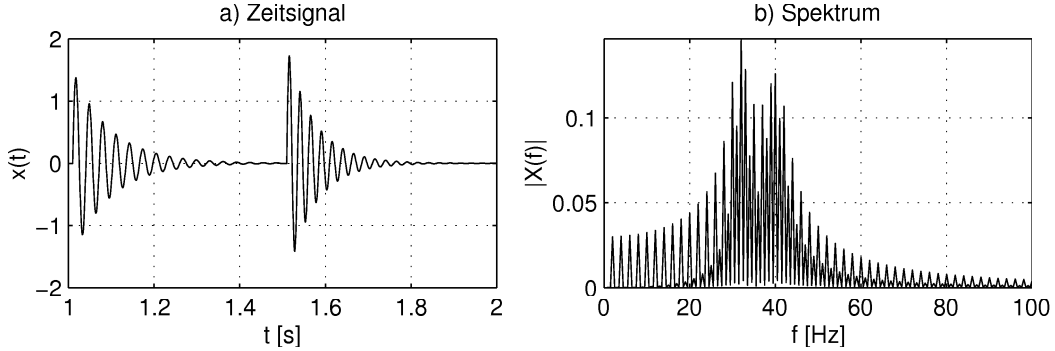


Abbildung 2.4: Beispiel für zwei plötzlich angeregte, gedämpfte Schwingungen; a) Darstellung im Zeitbereich, b) Darstellung im Frequenzbereich

Diese Problematik kann anschaulich anhand des Beispiels in Abb. 2.4 demonstriert werden. Zwei aufeinanderfolgende, plötzlich angeregte gedämpfte Schwingungen mit 32 und 40 Hz können im Spektrum nicht mehr mit Sicherheit identifiziert werden. Die von der Wälzlager- oder Getriebediagnose her bekannten Interpretationsmöglichkeiten der ZH bzw. der Seitenbänder, die auf den unterschiedlichen Wiederholfrequenzen der Ereignisse beruhen, Klein [79], Kolerus [84], scheiden bei Mechanismen aus, da diese Frequenzen einzig durch die Zyklusdauer bestimmt sind.

Wasserfalldiagramm, Campbell-Diagramm: Sie dienen überblickshaften Darstellungen zur Untersuchung des Drehzahl- oder Resonanzverhaltens, bei unterschiedlicher Darstellung der selben Informationen. Häufigste Einsatzgebiete sind Analysen an Getrieben und rotierenden Maschinen, Klein [79], Kolerus [84], Bauer [5], Thümmel/Bauer [134]. Das Wasserfalldiagramm zeigt in einem 3D-Schaubild ein Spektrenfeld, das nach den möglichst äquidistant liegenden Drehzahlstufen geordnet ist, bei denen die Messungen durchgeführt wurden. Das Campbell-Diagramm ist eine 2D-Darstellung, die die Höhe der Spektrallinien durch Farbmapping oder eine andere Kodierung sichtbar macht. Die Aussagekraft steigt mit der Anzahl und Dichte der zur Verfügung stehenden Drehzahlstufungen. Mit Hilfe dieser Darstellungen gelingt die Trennung von drehzahlsynchronen (schräge Linien) und Eigenschwingungsanteilen (gerade Linien).

Resonanzkurve, Ordnungsanalyse: Das Auftragen von Maximalwerten der Zeitverläufe bei verschiedenen Drehzahlen in sog. Resonanzkurven ist die einfachste Möglichkeit, das Resonanzverhalten zu bewerten, Holzweißig/Dresig [65], Zschieschang et al. [157]. Sichere Aussagen über die Ordnung der Resonanz sind so nicht möglich. Die Beiträge einzelner Drehzahlordnungen können dagegen aus Ordnungsanalysen gewonnen werden, [79], [84]. Bei Mechanismen reicht es, die Amplitudenwerte entlang der Ordnungsgeraden im Wasserfalldiagramm zu bestimmen. Für Untersuchungen an Mechanismen sind meist nur die den kinetostatischen Anteilen entsprechenden ersten Ordnungen interessant. Da diese auf die Antriebsdrehzahl bezogen sind, können auch gebrochene Ordnungen auftreten, wie von der Musterlegung bei Textilmaschinen oder vom Viertaktmotor her bekannt.

Cepstrum-Analyse: Bei sehr schlecht auswertbaren, unstrukturierten Spektren, Hinweisen auf drehsynchrone Erregungen, Modulationen infolge Drehzahlschwankungen oder bei Einflüssen von z.B. Zahnrad- oder Kettengetrieben, die oft mit Mechanismen kombiniert werden, kann diese Analyse hilfreich sein.

Störungen an Zahnrädern beispielsweise äußern sich durch Seitenbandfamilien, die bekanntlich Linien mit konstantem Abstand im Spektrum, also Harmonische darstellen. Der Abstand der Linien wird durch Modulationsfrequenzen bestimmt, die in der Regel der Raddrehfrequenz entsprechen, da die Fehler mit dieser Frequenz umlaufen. Zahnfehler, wie z.B. Zahnbruch, sorgen für Amplitudenmodulationen. Damit üblicherweise ebenfalls einhergehende Laständerungen rufen Drehzahlschwankungen, also Frequenzmodulationen hervor, vgl. Kolerus [84]. Die Auswertung der Spektren gestaltet sich dann besonders schwierig, wenn es zu einer Überlagerung mehrerer Seitenbandfamilien kommt.

Zur Suche nach diesen periodischen Komponenten im Spektrum eignen sich besonders Amplituden- oder Leistungs-Cepstren nach Gl. (2.6), die dies durch das Auftreten einer Linie, der sog. Rahmonischen, sowie entsprechend höherer Rahmonischer angezeigen, Randall [113]. Das Cepstrum ist definiert als Fourier-Transformierte einer logarithmierten Frequenzbereichsfunktion, Randall [113], Klein [79], Kolerus [84].

$$c_p(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} \log\left(\int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi ft} dt \right) e^{j2\pi f\tau} df \tag{2.6}$$

Mechanismen können aufgrund ihrer periodischen Bewegung ebenfalls Störungen verursachen, die sich durch Seitenbänder im Spektrum bemerkbar machen (periodische Stöße usw.). Zusätzliche Drehzahlschwankungen bewirken ähnliches. Die Cepstrum-Analyse wird bei Mechanismen jedoch selten benutzt, da die Darstellungen zumeist schwierig zu interpretieren sind, Zschieschang [160], und die mechanismentypischen Erscheinungen wiederum nicht erkannt werden.

Hüllkurvenanalyse: Für die Analyse periodisch wiederkehrender Stöße werden zunehmend verschiedene Formen der Hüllkurvenanalyse angewandt. Dies vor allem auf dem Gebiet der Wälzlager- und Getriebediagnose, Geropp [50], Klein [79], Geropp/Bauer [51], Stein/Wang [128]. Dabei wird die bei den Stößen angeregte Eigenschwingung als Trägersignal betrachtet, welches durch die für gedämpfte Schwingungen typische Exponentialfunktionen amplitudenmoduliert ist. Die Demodulation geschieht über Gleichrichtung/Filterung oder die Hilbert-Transformation. Besondere Aussagekraft besitzt das Hüllkurvenspektrum. Bei Mechanismen ist die Anwendung der Hüllkurvenanalyse zur Suche nach angestoßenen Eigenschwingungen prinzipiell möglich. Signifikante Merkmalsunterschiede zwischen den mechanismentypischen

stoßartigen Schwingungsphänomenen, wie etwa bei der Wälzlagerdiagnose, sind allerdings nicht zu erwarten, da diese wiederum von den Schadenswiederholfrequenzen abhängen. Ihre Bedeutung ist auf diesem Gebiet mit der Cepstrum-Analyse vergleichbar.

Untersuchungsziele / bestimmbare Größen im Frequenzbereich:
- Ermittlung periodischer Anteile
- Bestimmung von Eigenfrequenzen
- Trennung drehzahlsynchroner und -unabhängiger Anteile
- Bestimmung von Drehzahlabhängigkeiten
- Suche nach typischen Merkmalen für Schwingungsursachen, vgl. Kapitel 3
- Trennung mechanismentypischer und -untypischer Erregerursachen (Zahnräder, Ketten, Wälzlager ...)

Probleme:
- Verlust des Zeit- bzw. Stellungsbezugs
- verschiedene Ursachen - gleiche Wirkung

2.2.3 Modellgestützte Signalanalyse

Eine weitere Methode stellt die modellgestützte oder parametrische Signalanalyse dar, Natke [103]. Sie ist ein wichtiges Werkzeug unter den traditionellen Methoden zur Ermittlung von Schwingungsursachen an Mechanismen. Aufgrund des sehr hohen Aufwandes wird sie meist erst in der Endphase der Schwingungsanalyse angewandt, wenn es darum geht, bestimmte Hypothesen durch Modellierung und Simulation zu bestätigen bzw. zu widerlegen, und geeignete Gegenmaßnahmen vorzuschlagen, Dresig [30, 31].

Die Modellstruktur wird oft in Form von sogenannten Minimalmodellen vorgegeben, mit denen sich nur die wesentlichen Systemeigenschaften wiedergeben lassen, die zur Beschreibung des entsprechenden Phänomens benötigt werden. Der Grund dafür ist unter anderem darin zu sehen, daß für die meisten Maschinen keine gesicherten Berechnungsmodelle existieren.

Die Anpassung der Modellparameter geschieht über den Vergleich von gemessenen und berechneten Werten bzw. Zeitverläufen entweder von Hand oder mit Methoden der Parameteranpassung, z.B. Schittkowski [161], Zschieschang/Rockhausen [158], Fiedler [44].

Untersuchungsziele / bestimmbare Größen bei der modellgestützten Analyse:
- Klärung der aufgestellten Ursachenhypothesen durch Anwendung adäquater Modelle und Anpassung der Modellparameter
- Bestimmung von Parametern des Schwingungssystems
- Begründung von Maßnahmen zur Ursachenbekämpfung durch gezielte Modell- und/oder Parameteränderung

Probleme:
- Zeitaufwand, Modellsuche
- Parameteranpassung bei nicht adäquaten Modellen

2.3 Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse bei Mechanismen

2.3.1 Mechanismenschwingungen und Zeit-Frequenz-Analyse

Als eines der Hauptprobleme der bisher bei Mechanismenschwingungen angewandten Signalanalysemethoden stellt sich die jeweils getrennte Auswertung entweder im Zeit- oder im Frequenzbereich heraus, vgl. Abschn. 2.2 und besonders das Beispiel in Abb. 2.4. Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse hingegen erlauben eine umfassende und an die Probleme der Schwingungsanalyse bei Mechanismen angepaßte Art der Signalbeschreibung. Diese Methoden liefern Signaldarstellungen, die allgemein als Verteilung der Signalenergie gleichzeitig in den Dimensionen Zeit und Frequenz interpretiert werden können. Sie erlauben also eine zeit- oder stellungsbezogene Darstellung der spektralen Eigenschaften der Signale und tragen auf diese Weise dem zumeist instationären Charakter der Signale Rechnung.

Verschiedene Schwingungserscheinungen können damit zusätzlich zu bereits bekannten Merkmalen anhand ihrer "Zeit-Frequenz-Muster" unterschieden werden. Tatsächlich ist die Angabe von Zeit-Frequenz-Mustern bisher vor allem bei der verbalen Charakterisierung von Schwingungserscheinungen durchaus gebräuchlich. So werden angestoßene Eigenschwingungen üblicherweise als plötzlich auftretende, mit der Zeit exponentiell abklingende Schwingungen bei konstanter Frequenz beschrieben.

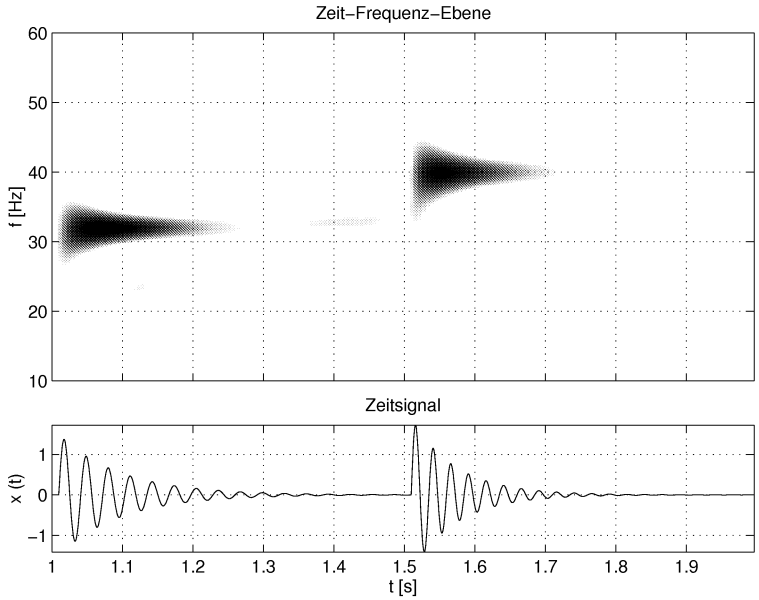


Abbildung 2.5: Zeitsignal und Zeit-Frequenz-Darstellung (farbskalierter Höhenplot) für das Bsp. aus Abb. 2.4

Für das Signal aus Abb. 2.4 erhält man so z.B. die Darstellung nach Abb. 2.5. Die Verteilung der Signalkomponenten in der Zeit-Frequenz-Ebene wird entweder durch ein 3D-Gebirge oder eine 2D-Draufsicht mit Höhenlinien oder einem der Intensität entsprechenden Farbmapping visualisiert. Sowohl Zeitpunkte als auch Frequenzen der einzelnen Signalkomponenten können anhand der Darstellung ermittelt werden.

Die mathematischen Funktionen, die solche Darstellungen ermöglichen, werden oft auch als Zeit-Frequenz-Verteilungen bezeichnet. Sind solche Abbildungen oder Transformationen gemeint, soll im folgenden von Zeit-Frequenz-Darstellungen (TFR, time frequency representation) gesprochen werden.

Obwohl die Grundlagen z.B. durch Wigner [149] im Zusammenhang mit der Quantenmechanik und die Übertragung in die Signaltheorie durch Ville [141] seit einigen Jahrzehnten bekannt sind, kam es erst Ende der 70er, Anfang der 80er Jahre zur breiteren Anwendung solcher Methoden vor allem auf den Gebieten der Quantenmechanik, Optik, Akustik, Sprachanalyse, Seismologie, Bildverarbeitung u.a., vgl. z.B. Kühn [88]. Die Entwicklung von Wavelets steht vor allem im Zusammenhang mit der Bild- und Signalverarbeitung sowie der Datenkom-

pression, vgl. z.B. Louis et al. [92], Wickerhauser [148]. Der Durchbruch und das wachsende Interesse an diesen Methoden ist natürlich auch in Verbindung mit der gestiegenen Verfügbarkeit leistungsfähiger Rechentechnik in den letzten Jahren zu sehen.

Seit Anfang der 90er Jahre werden diese Methoden verstärkt im Maschinenbau und vor allem in den Bereichen der Maschinen- und Prozeßüberwachung sowie der Qualitätskontrolle angewandt, Khraisheh et al. [78], Klein [80], Oehlmann et al. [106], Wang/McFadden [146]. Inhalte der Veröffentlichungen reichen vom Nachweis des Nutzens solcher Methoden zur Extraktion wichtiger Informationen aus den instationären Signalanteilen, z.B. Gaberson [47], Geng/Qu [49], bis zur Kombination mit neuronalen Netzen z.B. Petrelli/Paya [108], Trujillo et al. [139]. Der prinzipielle Unterschied zu den Analysen bei Mechanismen ist, daß hier Vergleiche mit Mustern des ungestörten Zustandes und mehr oder weniger klar definierten Schadensmerkmalen durchgeführt werden. Zu diesem Zweck werden die Maschinen meist in definierten Betriebszuständen gefahren und die TFRs miteinander verglichen. Die Anwendungen laufen also auf die Schaffung neuer Möglichkeiten der Merkmalsgewinnung hinaus.

Eine interessante Arbeit aus diesem Problemfeld stammt von Kühn [88]. Er prüfte die Möglichkeiten der Mustergewinnung und Überwachung mit Hilfe der vier verallgemeinerten Darstellungsformen, vgl Abschn. 2.3.4.2. Die Anwendung erfolgte auf Körperschallsignale der Prozesse Drehen, Fräsen und Umformpressen, wobei verschiedene Betriebszustände analysiert wurden. Die relevanten Störungen äußern sich bei diesen Prozessen durch Schwingungen im kHz-Bereich, was zu Abtastfrequenzen bis zu 100 kHz führte. Bei der Auswertung eines solch großen Frequenzbereiches können in der Tat Probleme bei der Identifikation in der Zeit-Frequenz-Ebene entstehen. Die ergänzende Auswertung in den anderen Dimensionen kann die Diagnose und Merkmalgewinnung unterstützen. Allerdings ist die Interpretation ungewohnt, da der Zeit-Frequenz-Bezug verloren geht.

Neuere Konzepte der Maschinenüberwachung zielen auf die intensivere Nutzung der zusätzlichen Informationen zur besseren Schadenslokalisation und Identifikation der mechanischen Ursachen, Meltzer [101]. Fiedler untersuchte in [44] am Beispiel von Pendelmühlen u.a. auch unter diesem Aspekt die Möglichkeiten der Maschinenüberwachung durch die Nutzung adaptiver Verfahren. Kerngedanke ist die angepaßte Zerlegung des Signals mit Hilfe geeigneter Basisfunktionen. Ein Vergleich zwischen dem Algorithmus der Besten Basis von Coifman/Wickerhauser [22] und dem Matching Pursuit Algorithmus von Mallat/Zhang [98] favorisiert letzteren, da die weniger komprimierende Wirkung auf die Darstellung und die Einbindung einer größeren Anzahl von Basisbibliotheken genauere Ergebnisse lieferte. Lediglich in der Rechenzeit entstehen leichte Nachteile, was natürlich entscheidend für das schnelle Erkennen von Änderungen im Signal sein kann.

Bei Mechanismen, und hier speziell bei Verbrennungsmotoren, erkannte man schon relativ früh den Nutzen der stellungsabhängigen Darstellung der spektralen Eigenschaften des Signals. Im Rahmen von Untersuchungen zum Kolbenschlag wurde z.B. von Kamp [77] die anfangs häufig verwendete Kurzzeit-FFT benutzt. Der Vorteil wurde in der zusätzlichen Trennung der Signalanteile in Frequenzrichtung gesehen, wodurch eine Zuordnung von Anregungsursachen besonders bei überlagerten Signalanteilen der am Zylinder gemessenen Körperschallsignale möglich wurde.

Um die frühzeitige und sichere Erkennung von Klopfen bei klopfgeregelten Ottomotoren geht es bei König [86]. Die gemessenen Körperschallsignale wurden mit Hilfe sogenannter Wigner-Spektren ausgewertet, die durch Mittelung der Wigner-Ville Verteilungen mehrerer einzelner Verbrennungsvorgänge (einige hundert) gewonnen wurden. Durch die Mittelung gelingt eine

effektive Reduzierung der sonst üblichen und für die Interpretation störenden Kreuzterme. Ein wesentlicher Punkt war die Bestimmung der stellungsabhängigen Momentanfrequenzen der einzelnen Resonanzmoden. Es wurden die Maximumsuche und die sog. Schwerpunktmethode (1. Moment in Frequenzrichtung) diesbezüglich miteinander verglichen. Während die Schwerpunktmethode eine geeignete Partitionierung der Zeit-Frequenz-Ebene zur Selektion von Einzelereignissen voraussetzt, bereitet die Maximumsuche nur bei stark gekrümmten Frequenzverläufen Schwierigkeiten.

Im Rahmen einer Studienarbeit wurde von Fiedler [43] die Eignung der quadratischen Zeit-Frequenz-Verteilungen zur Analyse von Mechanismenschwingungen nachgewiesen. In der Arbeit [44] wurden vom gleichen Autor außerdem Möglichkeiten zur Stoßdetektion an einer Schneidemaschine untersucht. Der Versuch, ein System von sogenannten Stoßbasen (abklingende Schwingungen) für die Stoßlokalisation zu nutzen, scheiterte, da mit diesen Funktionen offensichtlich keine vollständige Basis erzeugt werden kann. Jedoch konnten mit Wavelets und Matching Pursuit Startwerte für eine sukzessive Stoßlokalisation mit Hilfe von expliziten Modellfunktionen gefunden werden. Ein ähnliches Vorgehen wurde auch von Zschieschang/Rockhausen [158] bei Mechanismenschwingungen, nur mit traditioneller Startwertermittlung diskutiert.

Die Veröffentlichungen von Dresig et al. [32] und Zschieschang/Dresig [156] konzentrieren sich auf die Charakterisierung von Schwingungsursachen an Mechanismen sowie die Darstellung von Analysebeispielen.

2.3.2 Einteilung und Eigenschaften von TFRs

Es ist eine große Vielfalt unterschiedlichster Transformationen bekannt. Diese werden üblicherweise nach der Ordnung des inneren Signalprodukts der verwendeten Transformationsgleichung sortiert. So gibt es lineare $(\mathrm{TFR} = f(x(t)))$, quadratische $(\mathrm{TFR} = f([x(t)]^2)$ und TFRs höherer Ordnung $(\mathrm{TFR} = f([x(t)]^n), n > 2)$, zu denen auch die adaptiven Methoden gezählt werden. Die wichtigste Gruppe mit den meisten Vertretern ist die der quadratischen TFRs. Zunehmende Bedeutung gewinnen aber auch adaptive Verfahren.

Für den Anwender sind jedoch, hauptsächlich in Hinblick auf richtige Auswahl und Interpretation der Ergebnisse, die unterschiedlichen Eigenschaften der TFRs von Interesse. Praktisch können TFRs mit gewünschten Eigenschaften durch Forderungen an ihre Kernfunktionen gezielt konstruiert werden. Diese Zusammenhänge werden in der Literatur häufig diskutiert Claasen/Mecklenbräuker [19], Cohen [20], König [86], Kühn [88], Williams/Jeong [150], weshalb hier auf die mathematischen Darstellungen verzichtet werden kann. Tabelle 2.1 faßt einige der wichtigsten Eigenschaften, die u.a. bei der Analyse von Mechanismenschwingungen von Interesse sind, in einer Kurzbeschreibung zusammen.

Tabelle 2.1: Eigenschaften von TFRs

	Bezeichnung	**Kurzbeschreibung**
E 1	Reellwertigkeit	sichert eine gute Interpretierbarkeit
E 2	Nichtnegativität	sichert eine gute Interpretierbarkeit
E 3	Verschiebungsinvarianz in Zeitrichtung	ein zeitverschobenes Signal besitzt eine entsprechend in Zeitrichtung verschobene TFR
E 4	Verschiebungsinvarianz in Frequenzrichtung	eine Frequenzverschiebung des Signals (Modulation) bewirkt eine entsprechende Verschiebung der TFR in Frequenzrichtung
E 5	Skalierungsinvarianz	eine Skalierung des Signals in Zeitrichtung liefert ebenfalls eine Skalierung der TFR (Alternative zu E 4)
E 6	Moment 1. Ordnung nach der Zeit (Gruppenlaufzeit)	die mittlere Laufzeit der TFR an einer bestimmten Frequenz stimmt mit der Gruppenlaufzeit des analytischen Signals überein (s.u.)
E 7	Moment 1. Ordnung nach der Frequenz (Momentanfrequenz)	die mittlere Frequenz der TFR zu einem bestimmten Zeitpunkt stimmt mit der Momentanfrequenz des analytischen Signals überein (s.u.)
E 8	schwach begrenzte zeitliche Signalunterstützung	ist das Signal auf ein Zeitintervall $\|t\| \leq t_1$ begrenzt, so ist es auch die TFR
E 9	schwach begrenzte spektrale Signalunterstützung	ist das Signal auf einen Frequenzbereich $\|f\| \leq f_1$ begrenzt, so ist es auch die TFR
E 10	stark begrenzte zeitliche Signalunterstützung	zusätzlich ist die TFR auch lokal, zu den Zeiten Null, an denen das Signal den Wert Null annimmt
E 11	stark begrenzte spektrale Signalunterstützung	zusätzlich ist die TFR auch lokal, zu den Frequenzen Null, an denen das Spektrum den Wert Null annimmt
E 12	Marginalität (Randverteilung über die Frequenz)	Integration über alle Frequenzen liefert die momentane Signalleistung
E 13	Marginalität (Randverteilung über die Zeit)	Integration über alle Zeiten liefert die spektrale Energiedichte
E 14	Gesamtenergie	Integration über alle Zeiten und Frequenzen liefert die Signalenergie

Als ein Nachteil aller quadratischen TFRs werden die sog. Kreuz- oder Interferenzterme angesehen, die lediglich mathematisch bedingt sind. Sie entziehen sich wegen ihrer negativen Anteile einer physikalischen Deutung im Rahmen der Interpretation als Energieverteilung und erschweren die Auswertung, da sie oftmals die gewünschten Informationen in Form der sog. Autoterme überdecken. Ausführliche Diskussionen finden sich z.B. bei Boashash/Reilly [11], Hlawatsch [63], König [86], Kühn [88].

In der Regel sind sie in der Zeit-Frequenz-Ebene im Zentrum jeder geometrischen Verbindungslinie beliebiger Punkte der Autoterme (z.B. (f_x,t_x), (f_y,t_y)) zu finden. Sie stellen Oszillationen der Form $\cos[2\pi(f_y - f_x)t]$ dar, deren lokale Richtungen orthogonal zu diesen Verbindungslinien sind. Mit der Zahl n der Autoterme nimmt die Anzahl der Interferenzterme mit $\frac{1}{2}n(n - 1)$ zu. Einige TFRs weichen auch von diesem Muster ab, vgl. Abschn. 2.3.4.3. Zudem lassen sich Kreuzterme aber auch bei ganz bestimmten Signalen zur Informationsgewinnung ausnutzen, z.B. zur Auswertung von Phasenverschiebungen, Auger et al. [162].

Zur Reduzierung von Kreuztermen existieren neben sog. kreuztermreduzierenden TFRs, vgl. Abschn. 2.3.4.3., viele weitere Vorschläge, wie das Nullsetzen der negativen Komponenten und gegebenenfalls Logarithmierung zur Verbesserung der grafischen Darstellung [88]. Ein weiteres Konzept zur Kreuztermreduzierung besteht in der Verwendung des sog. analytischen (komplexen) Signals anstelle des gemessenen reellen, welches über die Hilbert-Transformation, Boashash/Graeme [9], oder über das Editieren des Spektrums gewonnen werden kann, [11, 88]. Die Vorteile sind:

- Kreuztermreduktion durch Wegfall negativer Frequenzkomponenten
- Ableitung der Phase nach der Zeit liefert die Momentanfrequenz, [9, 86, 141]
- Einhaltung der Abtastbedingungen ohne Verdopplung der Abtastfrequenz, [8, 86]

Der Übergang zum komplexen Signal wird in dieser Arbeit durch das Symbol $s(t)$ in den entsprechenden Gleichungen berücksichtigt. Die diskreten analytischen Signale werden durch Editieren der Spektren erzeugt (wie auch in der TF-Toolbox, Auger et al. [162]).

2.3.3 Lineare Zeit-Frequenz-Darstellungen

2.3.3.1 Kurzzeit-Spektrum (STFT) - Kurzzeit-Spektrogramm (STS)

Eine einfache Möglichkeit, Informationen über das "Zeit-Frequenz-Muster" instationärer Signale zu erhalten, führt über die Fourier-Transformation kurzer Signalausschnitte. Die zeitliche Aneinanderreihung der entsprechenden Spektren liefert das Kurzzeit-Spektrum bzw. die Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT, short time fourier transformation) oder auch gefensterte Fourier-Transformation:

$$STFT_x(t,f;h) = X_h(t,f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x_h(t) e^{-j2\pi f\tau} d\tau = \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau) h^*(\tau - t) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \qquad (2.7)$$

Die Zeitausschnitte werden durch Multiplikation des Signals mit einer geeigneten Fensterfunktion $h(t)$ erzeugt, so daß weiter außerhalb liegende Anteile des Signals unterdrückt werden. Unter den bekannten Fenstertypen, vgl. Heymann/Lingener[62], Holzweißig/Meltzer [66], gilt dem Gauß-Fenster jedoch das besondere Interesse, da es die bestmögliche Lokalisierung in der Zeit-Frequenz-Ebene sichert.

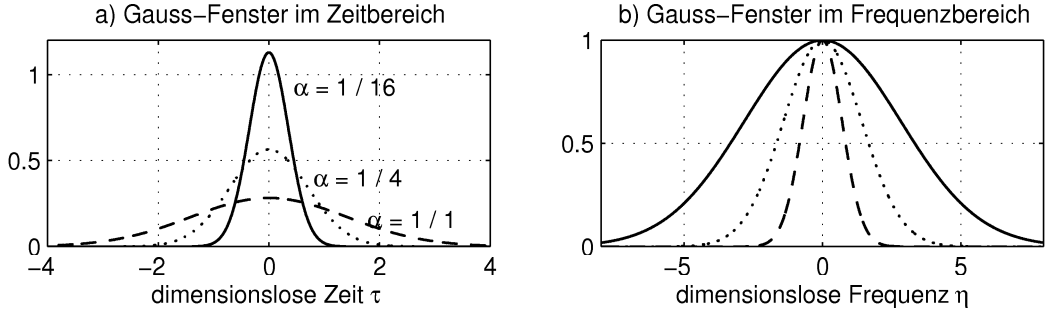


Abbildung 2.6: Gauss-Fenster im Zeit- und im Frequenzbereich

Bei Verwendung von Fenstern ist man an die sog. Unschärferelation (2.8) gebunden. Insbesondere existiert ein fester Zusammenhang zwischen Zeit- und Frequenzauflösung, d.h., eine Verbesserung der einen wird durch Verschlechterung der anderen erkauft. Ausgedrückt wird dieser Zusammenhang über das sog. Heisenberg-Produkt, welches mit der effektiven Zeitdauer $D_t(h)$ und Bandbreite $D_f(h)$ für jeden Fenstertyp festliegt, Brigola [15], Chui [17], Hoffmann [64]. Somit kann das Auftreten einer Signalkomponente nur mit einer gewissen Unschärfe in Zeit und Frequenz registriert werden:

$$D_f(h)\, D_t(h) \geq \frac{1}{4\pi} \qquad (2.8)$$

Nur das Gauß-Fenster rechtfertigt als einziges das Gleichheitszeichen in (2.8), besitzt also das minimale Heisenberg-Produkt und liefert somit die bestmögliche Zeit-Frequenz-Auflösung.

Da Fensterform und -breite für jede STFT vom Nutzer fest vorgegeben sind, handelt es sich um

eine Analyse mit konstanter absoluter Bandbreite.

Bei der Darstellung wird jedoch häufig gleich zum Spektrogramm (STS, short time spectrogram) übergegangen, welches sich als Betragsquadrat der STFT ergibt und auch als Verteilung der Signalenergie über Zeit und Frequenz interpretiert wird, Cohen [20]:

$$STS_x(t,f;h) = |X_h(t,f)|^2 \tag{2.9}$$

Das STS gehört damit zur Klasse der quadratischen TFRs. Die wesentlichen Eigenschaften von STFT und STS stimmen überein. Das STS besitzt die Eigenschaften E1 bis E4 und E14, alle weiteren werden aufgrund der glättenden Wirkung der Fensterung nicht erreicht, man spricht von gekoppelter Glättung, da die Zeit-Frequenz-Eigenschaften nur vom einem Fenster $h(t)$ gesteuert werden, [15, 88]. Das Auftreten von Kreuztermen wird deutlich unterdrückt, was aber mit einer relativ schlechten Auflösung bezahlt wird.

In der Praxis stört weniger die Unschärfe selbst als vielmehr die Konstanz des Rasters (Auflösung mit konstanter absoluter Bandbreite). Bei den meist lang anhaltenden niederfrequenten Signalanteilen ist man oft an der exakten Bestimmung der Frequenz interessiert, während bei den hochfrequenten transienten Anteilen eher die Zeitpunkte interessieren. Die Anwendung der STFT ist deshalb immer mit der Suche nach einer dem Analyseziel entsprechenden optimalen Fensterlänge und -form verbunden.

2.3.3.2 Wavelet-Transformation (WT) - Scalogramm (SCWT)

Die Wavelet-Transformation (WT, wavelet transform) ist definiert durch:

$$WT_x(t,a;\psi) = |a|^{-\frac{1}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(\tau)\psi^*\left(\frac{\tau - t}{a}\right) d\tau \tag{2.10}$$

Sie kann als Korrelation des Signals mit einer Familie von Fensterfunktionen, sog. Wavelets $\psi_{t,a}(\tau)$ gesehen werden, die aus einem Basis-Wavelet ψ durch Skalierung mit dem Skalen-Parameter a (Stauchung für $|a| < 1$) und Verschiebung mit t in Zeitrichtung hervorgehen.

$$\psi_{t,a}(\tau) = |a|^{-\frac{1}{2}} \psi\left(\frac{\tau - t}{a}\right) \tag{2.11}$$

Eine Fensterfunktion ψ wird dann als Basis-Wavelet bezeichnet, wenn sie die Zulässigkeitsbedingung erfüllt, wobei $\Psi(f)$ die Fourier-Transformierte des Wavelets $\psi(t)$ darstellt:

$$0 < c_\psi = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{|\Psi(f)|^2}{|f|} df < \infty \tag{2.12}$$

In der Regel erfüllen Wavelets die Eigenschaften eines Bandpasses, d.h. daß $\Psi(f)$ um die Mittenfrequenz f_m und damit auch $\Psi(af)$ um f_m/a konzentriert ist. Der Zusammenhang von Skale a und Frequenz f wird über folgende Beziehung hergestellt, Louis et al. [92]:

$$f = \frac{f_m}{a} \tag{2.13}$$

Auch bei der Verwendung von Wavelets gilt die Unschärferelation (2.8), jedoch handelt es sich bei der WT um eine Analyse mit konstanter relativer Bandbreite. Während einer Analyse wird

das Wavelet über den Skalenparameter a mehrfach einer Stauchung in Zeitrichtung unterzogen, was bekanntlich die Vergrößerung der Bandbreite zur Folge hat. Die simultane Verschiebung der Mittenfrequenz nach Gl. (2.13) sichert ein konstantes Verhältnis zur Bandbreite und damit die Eigenschaft der Skalierungsinvarianz E5, [92].

Bei der diskreten WT wird dieser Fakt ausgenutzt, indem die Berechnungen nur noch auf einem dyadischen Raster durchgeführt werden. Dies bietet gleichzeitig den Schlüssel für schnelle Algorithmen, z.B. Chui [17], Fiedler [44], Louis et al. [92], Wickerhauser [148]. Problematisch in Bezug auf die Signalanalyse wirkt sich die generell komprimierende Wirkung der Zerlegung auf dyadischen Gittern aus. Dem kann mit der Einführung zusätzlicher "Stimmen pro Oktave" begegnet werden [92, 163], wodurch Redundanz und Rechenaufwand steigen. Andere Strategien basieren auf der Anwendung von Verfahren, die eine an die Signalstruktur angepaßte Rasterung ermöglichen, z.B. Best Basis [44, 148].

Bei der kontinuierlichen WT erlaubt die Frequenzgleichung (2.14) eine schnelle Berechnung durch Multiplikation der Spektren von Zeitsignal und Wavelet mit anschließender Rücktransformation, [15, 92]. Damit können auch große Datenmengen ohne Tiefpaßfilterung und Downsampling effektiv verarbeitet werden. Zur richtigen Anwendung ist aber auf die Periodizität des Signalausschnitts zu achten.

$$WT_x(t,a;\psi) = c_\psi^{\frac{1}{2}} \, |a|^{\frac{1}{2}} \int_{-\infty}^{+\infty} X^*(f)\,\Psi(af)\,e^{-j2\pi ft}\,df \tag{2.14}$$

Unter Beachtung der relativ schwachen Forderung aus Gl. (2.12) können Wavelets z.B. über die Zwei-Skalen-Relation des Mallat-Algorithmus (Daubechies-, Haar-Wavelet, (diskret)...) oder über die Ableitungen differenzierbarer Verteilungsfunktionen (z.B. Sombrero-Wavelet) [17, 23, 64, 92, 148] gezielt generiert werden. Dies wird u.a. bei der Mustererkennung ausgenutzt. Prinzipiell kann aber auch auf eine große Vielfalt bereits bekannter Wavelets zurückgegriffen werden. Zur Analyse von Schwingungssignalen haben sich z.B. die folgenden bewährt:

Haarlet: $$\psi(\tau) = \begin{cases} 0 & \text{für } \tau < 0\ ,\ \tau > 1 \\ 1 & \text{für } 0 \le \tau < 0.5 \\ -1 & \text{für } 0.5 \le \tau \le 1 \end{cases} \tag{2.15}$$

Morlet: $$\psi(l,\tau) = \left(e^{-jl\tau} - e^{-\frac{l^2}{2}} \right) e^{-\frac{\tau^2}{2}} \pi^{-\frac{1}{4}} \tag{2.16}$$

Das Haarlet (Haar-Wavelet) ist besonders geeignet, Unstetigkeiten im Signal aufzuspüren, wie sie z.B. bei stoßartigen Ereignissen zu erwarten sind. Die zugehörige Spektralfunktion erlaubt jedoch kaum eine gute Zeit-Frequenz-Lokalisation, Abb. 2.7. Das Morlet ist dagegen universell einsetzbar, da mit dem Parameter l die Zeit-Frequenz-Lokalisierung geeignet angepaßt werden kann (Morlet(l)). Bei gleicher Zeitausdehnung läßt sich durch Vergrößerung des Morlet-Parameters das Frequenzband unter Beibehaltung der Bandbreite zu höheren Frequenzen hin verschieben. Das ermöglicht schmalbandige Analysen auch bei hohen Frequenzen. Für die meisten Anwendungen ist $l = 2\pi\eta_m = 5$ (η_m: dimensionslose Mittenfrequenz) eine geeignete Einstellung, die dann auch in einigen Software-Paketen fest eingestellt ist, z.B. in der WaveLab-Toolbox [163].

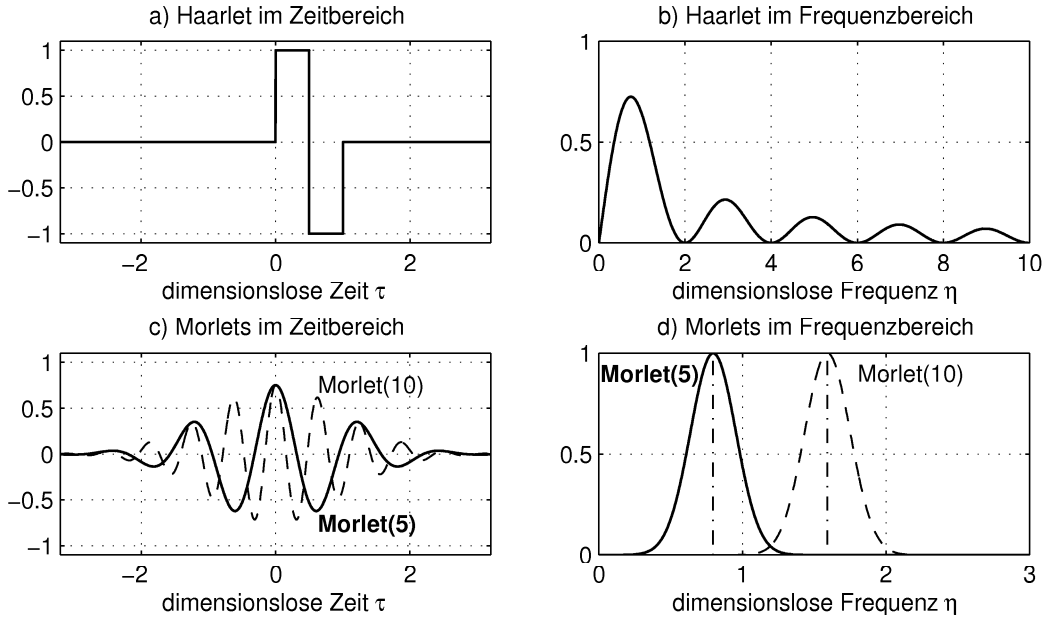


Abbildung 2.7: Haarlet und Morlet im Zeitbereich

Ähnlich dem Spektrogramm wird auch hier häufiger das Betragsquadrat verwendet. Das sog. Scalogramm (SCWT) gehört damit zur Klasse der quadratischen Zeit-Frequenz-Verteilungen und gilt ebenfalls als Verteilung der Signalenergie über Zeit und Frequenz:

$$SCWT_x(t,a;\psi) = |WT_x(t,a;\psi)|^2 \tag{2.17}$$

2.3.4 Quadratische Zeit-Frequenz-Darstellungen

2.3.4.1 Cohen's Klasse verschiebungsinvarianter TFRs

Die quadratischen Zeit-Frequenz-Verteilungen können in verschiedene Klassen eingeteilt werden, von denen Cohen's Klasse die bedeutendste mit den meisten Vertretern ist. Eine weitere, deren bekanntester Vertreter das Scalogramm darstellt, ist die sogenannte affine Klasse, die nur in einer Dimension die Eigenschaft der Verschiebungsinvarianz besitzt, vgl. Kühn [88]. In dieser Arbeit liegt das Hauptaugenmerk auf Verteilungen, die die Eigenschaft der Verschiebungsinvarianz bezüglich Zeit und Frequenz besitzen. Für deren Behandlung wurde in den 60er Jahren von Cohen ein einheitliches Konzept entwickelt, die sogenannte Cohen Klasse verschiebungsinvarianter Zeit-Frequenz-Verteilungen (2.18). Alle bekannten Zeit-Frequenz-Verteilungen unterscheiden sich darin nur durch die Verwendung verschiedener Kernfunktionen $\Phi(\nu,\tau)$, die Wichtungsfunktionen für die sogenannte Ambiguity-Funktion (2.20) darstellen[2].

$$C_s(t,f;\Phi) = \int_{-\infty}^{+\infty}\int_{-\infty}^{+\infty}\int_{-\infty}^{+\infty} \Phi(\nu,\tau)\; s\left(u+\frac{\tau}{2}\right) s^*\left(u-\frac{\tau}{2}\right) e^{j2\pi(\nu t - \nu u - f\tau)}\, d\nu\, du\, d\tau \qquad (2.18)$$

Zusätzlich zu den Dimensionen Zeit t und Frequenz f, werden jetzt auch die Dimensionen Zeitverzögerung τ und die Frequenzverschiebung ν benutzt. Der bedeutendste Vertreter aus Cohen's Klasse, auch aus historischer Sicht, ist die Wigner-Ville Distribution (WVD) (2.19). Sie wird auch als nichtverallgemeinerte TFR bezeichnet, da sie als Kern lediglich das bilineare Signalprodukt enthält, ($\Phi(\nu,\tau) = 1$):

$$WVD_s(t,f) = \int_{-\infty}^{+\infty} s\left(t+\frac{\tau}{2}\right) s^*\left(t-\frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi f\tau}\, d\tau \qquad (2.19)$$

Grundlage zur Formulierung weiterer Verteilungen bildet die bereits erwähnte Ambiguity-Funktion (AF) (2.20), die ebenfalls zu den nichtverallgemeinerten Verteilungen gehört:

$$AF_s(\nu,\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} s\left(t+\frac{\tau}{2}\right) s^*\left(t-\frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi\nu t}\, dt \qquad (2.20)$$

In der Ambiguity-Ebene sind die aussagekräftigeren Autoterme um den Punkt $(\nu = 0, \tau = 0)$ konzentriert. Die störenden Kreuzterme liegen weiter außerhalb, was die Angabe von Funktionen ($\Phi(\nu,\tau)$) zur Trennung dieser Anteile begünstigt, Fiedler [43], Kühn [88], Williams/Jeong [150].

---

[2] Die hier verwendete Terminologie geht auf Claasen/Mecklenbräuker [19] zurück, obgleich einige Anpassungen der Dimensionsbezeichnungen vorgenommen werden mußten. Zu beachten sind von Autor zu Autor jeweils unterschiedliche Bezeichnungen der Kernfunktionen sowie der Dimensionen. Einfluß auf die Vorzeichen der Exponenten hat die jeweils unterschiedliche Einführung der Ambiguity-Funktion

2.3.4.2 Verallgemeinerte Darstellungsformen

Der Zusammenhang von AF und WVD ist über die innere Signalprodukt-Funktion gegeben, die auch als momentane AKF bezeichnet wird. Damit lassen sich WVD und AF durch zweifache Fourier-Transformation ineinander überführen. In diesem Zusammenhang betrachtet, ist die Cohen Klasse als verallgemeinerte Zeit-Frequenz-Darstellung $C_s(t,f;\Phi)$ nur eine von insgesamt vier möglichen (sinnvollen) verallgemeinerten Darstellungsformen, siehe Abb. 2.8 sowie [11, 19, 88].

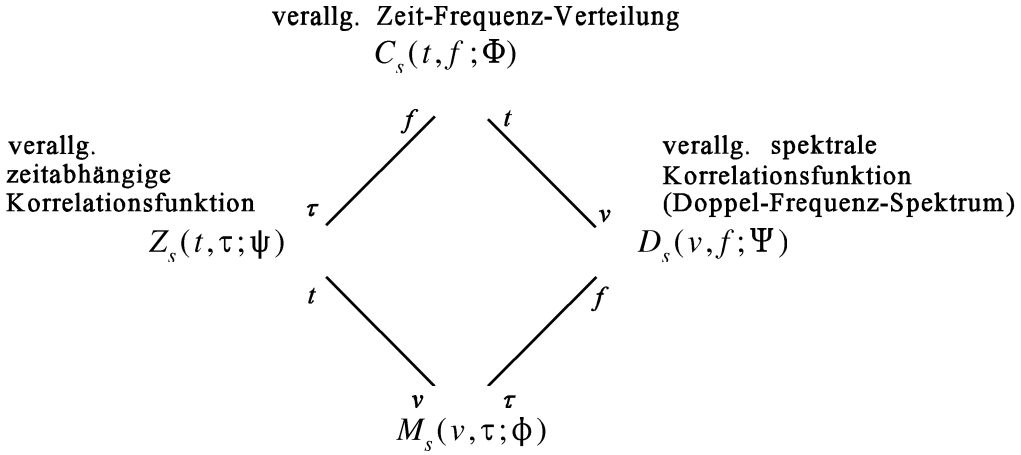


Abbildung 2.8: Zusammenhang zwischen den vier verallgemeinerten Darstellungsformen; die Linien und zugeordneten Variablen symbolisieren die Fourier-Transformationen in Richtung dieser Variablen

Sie alle sind durch ein- oder mehrfache Fourier- oder inverse Fourier-Transformation miteinander verbunden. Das Gleiche gilt auch für die Beziehungen der Kern- bzw. Wichtungsfunktionen untereinander. Die Berechnung ist damit über mehrere Wege möglich. Als vorteilhaft erweist sich die Berechnung der zeitabhängigen Korrelationsfunktion mit anschließender Fourier-Transformation in Richtung τ [43, 88]. Die Wichtungsfunktion $\psi(t,\tau)$, die dann die Korrelationseigenschaften steuert, erhält man aus $\Phi(\nu,\tau)$ durch inverse Fourier-Transformation bezüglich ν. Die mathematischen Zusammenhänge sind in der Literatur ausführlich dargestellt, z.B. Claasen/Mecklenbräuker [19], Fiedler [43], Kühn [88]. Die für die praktischen Berechnungen notwendigen diskreten Formulierungen gehen auf Claasen/Mecklenbräuker [18] zurück und sind ebenfalls in den meisten der hier bereits aufgeführten Quellen sowie in vielen weiteren Veröffentlichungen zu finden.

2.3.4.3 Einige Vertreter der Cohen Klasse

Hier sollen nur die gebräuchlichsten Verteilungen mit ihren wichtigsten Eigenschaften erwähnt werden. Ausführlichere Darstellungen sind verschiedenen Quellen zu entnehmen [11, 18, 19, 20, 150]. In [88] sind sämtliche Kern- und Wichtungsfunktionen der bekanntesten Vertreter angegeben. Eine Zusammenfassung der Eigenschaften kann der Tabelle 2.2 entnommen werden.

Die WVD erfüllt fast alle Eigenschaften außer die der stark begrenzten Signalunterstützung E10 und E11. Wichtig ist, daß mit E6 und E7 die Gruppenlaufzeit und die Momentanfrequenz

bestimmt werden können. Die WVD kann lineare Chirps perfekt lokalisieren. Das Auftreten von Kreuztermen steht einer guten Interpretierbarkeit entgegen. Eine Gegenüberstellung von WVD und STS mit Bewertung des Auflösungs-Kreuzterm-Konfliktes ist z.B. in [88] enthalten.

Die Einführung von Fenstern führt zu einer massiven Kreuztermreduzierung, da Interferenzen zwischen Autotermen durch Lokalisierung unterbunden werden. Der Namens-Vorsatz "Pseudo" weist auf eine Fensterung im Zeitbereich mit glättender Wirkung im Frequenzbereich hin, und bei "Smoothed Pseudo" wird noch zusätzlich eine Fensterung im Frequenzbereich mit zusätzlich glättender Wirkung im Zeitbereich erzeugt. Bekannteste Vertreter sind die Pseudo WVD (PWVD) und die Smoothed Pseudo WVD (SPWVD). Glättungen sind allerdings mit dem Verlust vieler guter Eigenschaften, wie auch der Schärfe verbunden. Bei der PWVD läßt sich E7 dennoch bei reellen Fenstern erreichen [19].

Die Choi-Williams Distribution (CWD) taucht in der Literatur wegen ihrer Kernfunktion $\Phi(\nu,\tau) = \exp\left(-\nu^2\tau^2/\sigma\right)$ auch als Exponential-Verteilung (ED) auf. Die mit τ und ν fallende Kernfunktion sorgt für eine starke Betonung der um den Ursprung in der AF konzentrierten Autoterme. Man erhält eine Tiefpaß-Filterung und somit eine Reduzierung der Kreuzterme. Sie gehört damit zur Klasse der kreuztermreduzierenden Verteilungen (RID) und eignet sich zur Analyse von Mehrkomponentensignalen, obwohl simultane Ereignisse in Zeit und Frequenz zu Schwierigkeiten bei der Interferenzunterdrückung führen. Der Parameter σ ist an das Signal anzupassen ($\sigma < 10$, gute Interferenzunterdrückung).

Seltener verwendet werden die Kirkwood-Rihacek (RD), Zhao-Atlas-Marks (ZAMD), Born-Jordan-Cohen (BJD), Margenau-Hill Distribution (MHD). BJD und MHD können ebenfalls zu den RIDs gezählt werden. Interessant ist, daß die MHD neben den bekannten Eigenschaften auch die der stark begrenzten Signalunterstützung E10 und E11 aufweist. Im Unterschied zur WVD treten Kreuzterme hier lediglich zwischen Frequenzkomponenten auf, und das auch nur zu den Zeiten, an denen das Signal ungleich Null ist. Bei 2 Komponenten (t_x,f_x) und (t_y,f_y) lokalisieren die Kreuzterme bei (t_x,f_y) und (t_y,f_x). Gerade diese Eigenschaft macht die MHD für die in der Praxis häufig vorkommenden Signale mit gleichzeitig auftretenden Komponenten unbrauchbar. Die ZAMD, die auch als Konus-Verteilung bekannt ist, sichert bei einem speziellen Fensterparameter ($a = 2$) die Eigenschaft E10, d.h., Kreuzterme treten nur dann auf, wenn auch Autoterme vorhanden sind. Aus diesem Grunde war die ZAMD auch hervorragend für das Eingangsbeispiel in Abb. 2.5 geeignet. Praktisch sind sogar Einstellungen möglich, die die Kreuzterme direkt auf die Autoterme projizieren, was bei manchen Signalen die Lesbarkeit erhöht [150].

2.3.5 Zeit-Frequenz-Darstellungen höherer Ordnung und adaptive Verfahren

Das Ziel der weiteren Kreuztermreduzierung führte auch zur Entwicklung von Methoden mit Signalverknüpfungen höherer Ordnung. Hauptsächlich finden sog. Wigner-Spektren höherer Ordnung in der Literatur Erwähnung, die die Wigner Verteilung in ihrer statistischen Erweiterung behandeln, wie z.B. bei Boashash/OShea [10], Lee/White [90]. Bei König [86] wurde z.B. das Wigner-Spektrum 2. Ordnung benutzt. Auch eine Cohen-Posch Verteilung bzw. Cohens Non-Negativ Distribution ist bekannt, Cohen/Posch [21], Kühn [88].

Die Qualität einer Analyse hängt davon ab, wie gut die verwendete Transformation an die zeitlichen und spektralen Eigenschaften des Signals angepaßt ist. Bei Mehrkomponentensignalen können daher größere Probleme bei der richtigen Wahl der Methode und der Einstellungen entstehen. Die Basis der von Baraniuk/Jones [4, 73, 164] entwickelten Radialen Gauß-Kern Verteilung (RGK) bildet ein Gauß-Kern mit variabler Ausdehnung in der Ambiguity-Ebene, der die Nachteile eines festen Kerns überwinden kann. Die globale Anpassung des Kerns an das Signal geschieht durch Optimierung bezüglich bestimmter Energie-Kriterien. Eine Nebenbedingung besteht dabei in der Beschränkung des Kernvolumens, womit der Kreuzterm-Auflösungs-Konflikt beeinflußt werden kann. Kleine Volumen führen zu einer starken Dämpfung der Interferenzen, verschmieren aber die Autoterme. Große Volumen erhöhen die Schärfe der Auflösung, aber auch die Anzahl der Interferenzen. Die Erfüllung der in Abschnitt 2.3.2 genannten Eigenschaften ist hier nicht automatisch gesichert. Die Marginaleigenschaften E12 und E13 z.B. sind prinzipiell nur gesichert, wenn der Kern nicht entlang der ν- und τ-Achsen angepaßt wird.

Um dem zeitlich lokalen Charakter der Signale besser Rechnung tragen zu können, wird von Jones/Baraniuk [73, 164], die Idee der RGK weiterverfolgend, die sogenannte Adaptive Optimal-Kern Verteilung (AOK) vorgeschlagen. Mit der Einführung einer sogenannten Kurzzeit-Ambiguity-Funktion findet keine globale Anpassung des Kerns statt, sondern es wird für jeden Zeitpunkt ein optimaler Kern bestimmt. Jeder einzelne dieser Kerne liefert die momentane Information für den jeweils aktuellen Zeitstreifen in der Zeit-Frequenz-Ebene. Bei der AOK ist E12 exakt gesichert, in Frequenzrichtung findet eine Verschmierung statt. Die Signalunterstützung in Zeitrichtung kann nur erfüllt werden, wenn bei der AOK ein Fenster eingesetzt wird, welches wie bei der ZAMD die sogenannte Konus-Bedingung erfüllt, [88].

Eine wirkungsvolle Methode, die Lesbarkeit zu verbessern, wurde von Auger/Flandrin [2, 3, 162] vorgestellt. Der Kerngedanke der Reassignment-Methode (RM) besteht darin, die lokalen Resultate nicht auf die bei der Transformation verwendeten geometrischen Mittelpunkte, sondern auf die lokalen Schwerpunkte zu beziehen. Jeder Wert der TFR, der zum beliebigen Punkt (t,f) gehört, wird so zum zugehörigen Schwerpunkt hin verschoben. Die neuen Verteilungen sind nicht mehr bilinear. Sie besitzen trotzdem die Eigenschaften E3 und E4. Sie lokalisieren perfekt lineare Chirps und Impulse. Für $||h(t)|| = 1$ sichert das Reassigned STS (RSTS) z.B. auch die Energieerhaltung und die Eigenschaft der Nichtnegativität. Die neuen Verteilungen kombinieren effektiv die Minimierung der Interferenzkomponenten durch Anwendung der entsprechenden Glättungskerne und eine hohe Konzentration der Signalkomponenten durch die Nachbearbeitung. Der Berechnungsaufwand ist jedoch sehr groß.

2.4 Aspekte der Anwendung der Zeit-Frequenz-Analyse bei Mechanismen

2.4.1 Auswahl geeigneter Verfahren

Mit den besprochenen TFRs steht eine breite Palette von Werkzeugen zur Untersuchung instationärer Signale zur Verfügung. Da diese jedoch über unterschiedliche Eigenschaften verfügen, besteht das Problem, die richtige auszuwählen. Prinzipiell kann man sagen, daß das Untersuchungsziel den Einsatz bestimmt. Dabei können grob zwei Anwendungsfälle unterschieden werden:

- Bestimmung der Signalstruktur
- Ermittlung von "Signalparametern"[3]

Ein weiterer Grund für den Einsatz verschiedener TFRs ist die häufig sehr unterschiedliche Struktur der Signale selbst, so daß die "optimale", also aussagekräftigste Darstellung erst während der Analyse gefunden werden muß.

Tabelle 2.2: Übersicht über Eigenschaften einiger TFRs

Eigenschaft	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**RID**	**X**
STS	*	*	*	*										*	*	
SCWT	*	*	*		*									*		(*)
WVD	*		*	*	*	*	*	*	*			*	*	*		
PWVD	*		*	*			(*)	*				*				
SPWVD	*		*	*												
CWD	*		*	*	*	*	*					*	*	*	*	
MHD	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
RD			*	*	*	*	*	*	*			*	*	*		*
BJD	*		*	*	*	*	*	*	*			*	*	*	*	
ZAMD	(*)		*	*	*			(*)		(*)						*
RM	*	(*)	*	*										(*)	*	
RGK	*		*	*								(*)	(*)		*	
AOK	*		*	*				(*)				*			*	

Bezeichnungen:

1 :	Reellwertigkeit	10 :	stark begrenzte Zeitunterstützung
2 :	Nichtnegativität	11 :	stark begrenzte Frequenzunterstützung
3 :	Verschiebungsinvarianz in Zeitrichtung	12 :	Randverteilung über der Zeit
4 :	Verschiebungsinvarianz in Frequenzrichtung	13 :	Randverteilung über der Frequenz
5 :	Skalierungsinvarianz	14 :	Wiedergabe der Gesamtenergie
6 :	Wiedergabe der Gruppenlaufzeit	RID:	reduced interferece distributions
7 :	Wiedergabe Momentanfrequenz	X :	abweichendes Kreuztermverh. von WVD
8 :	schewach begrenzte Zeitunterstützung	* :	Eigenschaft erfüllt
9 :	schwach begrenzte Frequenzunterstützung	(*):	nur unter bestimmten Umständen erfüllt

[3] Der Begriff "Signalparameter" soll im folgenden als Synonym für die bei der Analyse hauptsächlich interessierenden Zeitpunkte und Frequenzen bzw. Frequenzverläufe der entsprechenden Signalkomponenten verwendet werden.

Die richtige Interpretation der TFRs erfordert die Kenntnis ihrer Eigenschaften bis hin zur Struktur der Kreuztermverteilung. Zur Unterstützung der Auswahl faßt Tabelle 2.2 noch einmal die wichtigsten Eigenschaften einiger TFRs zusammen. Bezüglich der erwähnten Anwendungsfälle interessieren besonders die grau hinterlegten Eigenschaften.

2.4.2 Bestimmung der Signalstruktur

Im Zeit-Frequenz-Bereich sollte mit der Analyse der Signalstruktur, also dem Kennenlernen des Signals begonnen werden. Erste Anhaltspunkte für interessierende Bereiche kommen aus Voruntersuchungen aus der Zeit- und der Frequenzanalyse. Bei Mechanismen liegt oft der Fall vor, daß die interessierenden Ereignisse in einem relativ engen Frequenzband weit unter 1 kHz konzentriert sind. Die störungsrelevanten Schwingungserscheinungen sind dabei häufig unter 200 Hz zu finden. Zusätzlich sind diese zeitlich oft auf einen kurzen Bereich innerhalb einer Periode begrenzt, aber mehrfach mit anderen Ereignissen überlagert.

Infolge der starken Kreuztermunterdrückung eignet sich das STS meist sehr gut für einen ersten Überblick, jedoch sind keine scharfen Darstellungen zu erwarten. Es sind lediglich Fensterform und -weite festzulegen, die Berechnung geht schnell. Auch die SCWT bietet sich für einen Überblick an, wobei mit dem Morlet(5) begonnen werden sollte. Die Vorteile sind schnelle Transformationen bei Berechnung im Frequenzbereich, und sehr wenig Kreuzterme, wodurch die Autoterme leicht auffindbar sind. Die Anwendung verschiedener Morlet-Parameter ermöglicht es, denselben Frequenzbereich mit unterschiedlich breiten Fenstern analysieren zu können. Im Ergebnis solcher Fensterungen können wirklich konstante Frequenzanteile durch immer bessere Konzentration (bei Zunahme des Parameters) und veränderliche durch jeweils veränderte Konzentrationen (Verschmierungen) erkannt werden.

Natürlich ist auch der Einsatz von RIDs zu empfehlen, obgleich die Güte des Ergebnisses meist von mehreren Einstellparametern abhängt. Die mehrfache Berechnung bei unterschiedlichen Fensterwerten liefert mitunter einen ausreichenden Einblick. Ähnliche Effekte wie beim Morlet beschrieben, sind ebenfalls zu erzielen. Wegen ihrer guten Kreuztermreduktion bei dennoch scharfen Darstellungen wird die CWD sehr häufig verwendet. Mit der AOK, RGK oder RM sollte eine Analyse nicht begonnen werden, da diese Anwendungen meist erhebliche Rechenzeit beanspruchen. Dafür hebt jedoch z.B. die RM, etwa mit dem RSTS, mitunter sehr schön die Nachteile des STS auf.

Bei Signalen mit relativ wenigen Komponenten verdeutlichen besonders die unterschiedlichen Eigenschaften in der Kreuztermunterdrückung und -verstärkung am schnellsten die Lage der Autoterme. Bei Signalen mit garantiert zeitlich getrennten Komponenten sind die Eigenschaften E10 und E11 interessant.

Signale mit vielen Komponenten können vor allem mit stark glättenden Verfahren effektiv behandelt werden, z.B. STS, SCWT. Dabei ist zu beachten, daß für einige TFRs auch geglättete Versionen, analog zur PWVD und SPWVD existieren, z.B. PMHD. Andere wiederum benötigen zu ihrer effektiven diskreten Umsetzung Fensterungen, die ähnliches bewirken (CWD als “running windowed ED”, Williams/Jeong [150]).

2.4.3 Weitere Maßnahmen zur Verminderung von Kreuztermen

Die Verminderung von Kreuztermen besitzt zentrale Bedeutung, da sie die Lesbarkeit und damit den Nutzen der TFRs erhöht. Die Anwendung des analytischen Signals wurde bereits in Abschn. 2.3.2 erwähnt. Die Entwicklung der unterschiedlichen Transformationen war unter anderm dadurch geprägt, eine immer bessere Verminderungen der Kreuzterme zu erzielen (Pseudo-, Smoothed-, RIDs). Weitere Tricks wie Betragsbildung, Abschneiden der negativen Anteile oder Logarithmierung tragen von Fall zu Fall ebenfalls zur Verbesserung der Lesbarkeit bei.

Durch a priori-Kenntnisse der Signalstruktur ergeben sich weitere individuelle Möglichkeiten der Kreuztermunterdrückung. Da sich Kreuzterme zwischen allen Autokomponenten bilden, ist der Verzicht auf möglichst viele "überflüssige" oder bereits bekannte Komponenten wichtig. Dafür bieten die an Mechanismen gemessenen Signale mehrere Ansatzpunkte.

A priori bekannt sind bei Mechanismen in vielen Fällen z.B. die BH. Anhand des Vergleichs der Spektren von Messung mit den entsprechenden BH läßt sich der Grad der Störung der BH erkennen und entscheiden, inwieweit auf diese Anteile zur Ursachenfindung verzichtet werden kann. Dies ist sogar in zweierlei Hinsicht von Bedeutung: Neben der Kreuztermreduzierung ist auch eine bessere Farbskalierung der Darstellung möglich, die dann nicht mehr von den meist relativ großen kinetostatischen Anteilen dominiert wird.

Vor der Analyse sollten mit Hilfe des Spektrums interessierende Frequenzbereiche herausgesucht werden. Häufig werden auch hochfrequente Signalanteile für die Analyse gar nicht benötigt. Ein Herausschneiden des interessierenden Frequenzbandes durch Editieren des Spektrums kann nicht nur die Interpretation erleichtern, verbunden mit einem Downsampling läßt sich auch erheblich Rechenzeit einsparen. Für die exakte Ermittlung von Zeitpunkten plötzlicher Ereignisse ist dieses Vorgehen allerdings nicht geeignet.

Auch in Zeitrichtung sollten interessierende Abschnitte ausgewählt werden. Natürlich bietet sich bei Mechanismen zur Untersuchung stationärer Betriebszustände die Ausnutzung der Periodendauer an. Dies ist vor allem bei im Frequenzbereich ausgeführten Wavelet-Transformationen zur Vermeidung von Laekage-Effekten zu beachten. Bei im Zeitbereich berechneten WTs hingegen liefert die Nutzung der an den Rändern "überhängenden" Daten verbesserte Darstellungen, da die infolge der Fensterungen entstehenden "toten" Randbereiche wegfallen.

2.4.4 Bestimmung von Signalparametern

Wegen der im allgemeinen hohen Aussagekraft gilt dem zeitlichen Verlauf der Signalfrequenz häufig besonderes Interesse. Oft wird dabei der Begriff der Momentanfrequenz gebraucht, die sich als Ableitung der Phase ergibt. Dazu muß das Signal jedoch analytisch sein, vgl. Boashash/Graeme [9].

Bei TFRs, die die Eigenschaft E7 besitzen, erhält man die Momentanfrequenz auch aus dem in Frequenzrichtung gebildeten Schwerpunkt nach Gleichung (2.21). Allerdings sind hier nur bei einkomponentigen Signalen sinnvolle Ergebnisse zu erwarten.

$$\frac{\int_{-\infty}^{+\infty} f \cdot TFR(t,f)\, df}{\int_{-\infty}^{+\infty} TFR(t,f)\, df} = f_x(t) \tag{2.21}$$

Bei mehrkomponentigen Signalen ist die Frequenzbestimmung einzelner Komponenten nur dann möglich, wenn es gelingt, "überlappungsfreie" Zonen zu finden, und lediglich über diese zu integrieren. Das sind kreuztermfreie Zonen, in denen sich auch keine Autoterme überlagern. Dies kann anhand der Abb. 2.9b und 2.10b veranschaulicht werden, die zum einen den über den gesamten Frequenzbereich berechneten Schwerpunkverlauf und zum anderen das Ergebnis der Berechnung über einen kleinen Ausschnitt zeigen. Wie bei König [86] anhand von Klopfsignalen an Motoren gezeigt wurde, bedarf es jedoch einer umfangreichen Vorauswertung, um allein für einen einzigen Signaltyp die geeigneten TFRs, Fensterparameter und Zeit-Frequenz-Ausschnitte zu finden. Ein Weg also, der bei Mechanismen kaum zu empfehlen ist.

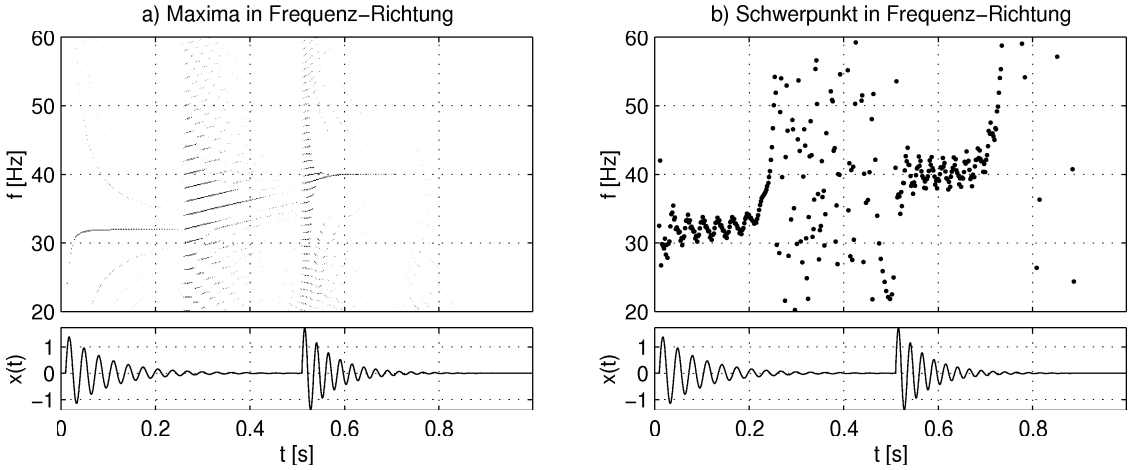


Abbildung 2.9: Auswertung der WVD für das Signal aus Abb. 2.4: a) lokale Maxima mit TFR-Werten skaliert, b) Schwerpunkt in Frequenzrichtung (Darstellungsausschnitt 20-60Hz)

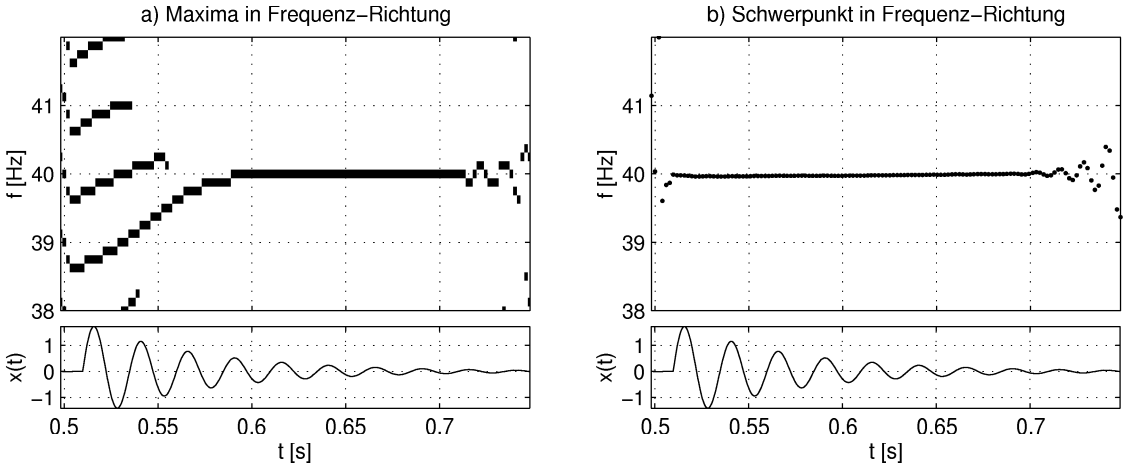


Abbildung 2.10: Auswertung der WVD für das Signal aus Abb. 2.4: a) lokale Maxima in Frequenzrichtung, unskaliert, b) Schwerpunkt in Frequenzrichtung (Berechnungs- und Darstellungsausschnitt identisch)

Erfolgversprechender ist da eher die Suche nach den lokalen Maxima in Frequenzrichtung, die auf der Hoffnung basiert, daß die TFR in der Nähe der "Momentanfrequenzen" Werte ungleich Null annimmt, und ihre lokalen Maxima gar mit diesen zusammenfallen. Die Berechnung ist auch bei mehrkomponentigen Signalen effektiv und kann z.T. die Anschauung durch Verbesserung der Lesbarkeit erhöhen. Fehlerquellen stellen wegen der Suchrichtung vor allem stark gekrümmte Frequenzverläufe dar. Störend wirken sich auch die Interferenzkomponenten aus, die je nach Signalausschnitt, gewählter Methode und Fensterparameter unterschiedlich stark ausgeprägt sind. Nachteilig sind ebenfalls die bei Mechanismen meist relativ schnell abklingenden Schwingungen, die dann schnell im Interferenzgemisch anderer Komponenten untergehen, vgl. Abb. 2.9a und 2.10a. Eine Darstellungsverbesserung verspricht die bei König [86] vorgeschlagene Vorauswahl eines kleinen Betrachtungsbereiches um die zu erwartende Momentanfrequenz herum. Gerade aus diesem Grunde ist sie jedoch bei Mechanismen in den meisten Fällen nicht praktikabel. Es empfiehlt sich eher, die Maxima mit den TFR-Werten zu skalieren und mit den ungewichteten Maxima zu vergleichen.

Bei Mechanismen ist in den meisten Fällen die exakte Darstellung der Signalfrequenz nicht primär von Interesse, es reicht oft, den ungefähren Verlauf abzuschätzen. Das "Zerstückeln" und Filtern der Signale mit instationären Anteilen birgt zudem die Gefahr von Verfälschungen und Fehlinterpretationen. Der Einsatz glättender Verfahren, die nicht unbedingt die Eigenschaft E7 erfüllen, ist hier einer allzustarken Filterung vorzuziehen.

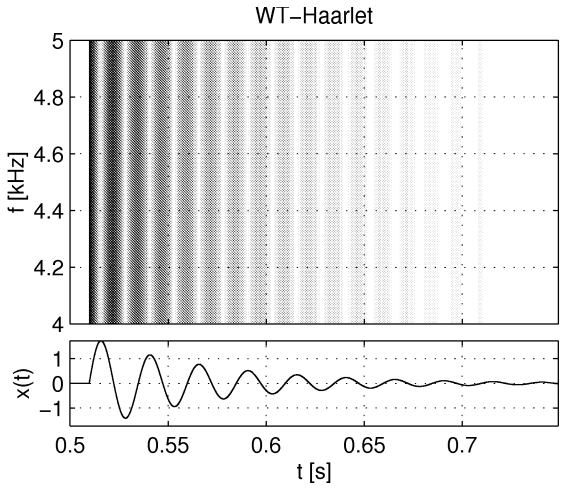


Abbildung 2.11: Suche nach Unstetigkeiten mittels WT-Haarlet-Analyse

Für die Analyse von Mechanismenschwingungen sind besonders auch Zeitpunkte bzw. Getriebestellungen plötzlich eintretender Ereignisse wichtig. Die damit verbundenen Unstetigkeiten können mit dem Haar-Wavelet analysiert werden, das aufgrund seines Hochfrequenzverhaltens (es approximiert die erste Ableitung) für solche Untersuchungen hervorragend geeignet ist, vgl. Louis et al. [92], vgl. Abb. 2.11. Große Probleme bereiten jedoch hochfrequente Überlagerungen, die schlecht unterdrückt werden können, da Filterungen bei solchen Analysen nicht zulässig sind. Alternativ dazu sind Maximum- und Schwerpunktsuche in Zeitrichtung bei Erfüllung von Eigenschaft E6 in ähnlicher Weise anwendbar wie in Frequenzrichtung. Oftmals hilft auch einfach die Anwendung sehr schmaler Zeitfenster (Pseudo-Versionen). Das typisch breitbandige Verhalten plötzlicher Ereignisse wird so zur Ermittlung der Anfangszeitpunkte genutzt.

Zur Ermittlung von Drehzahlabhängigkeiten existiert derzeit kein Konzept. Solche Informationen sind meist leichter über die traditionellen Verfahren mit ausreichender Genauigkeit zu erhalten. Ist man trotzdem daran interessiert, ist die Erfüllung der Randeigenschaften E12 und E 13 sowie mit Einschränkungen E14 wichtig, die sonst nur zum Zweck der Rücktransformation interessieren. Zusätzlich muß die Frage einer geeigneten Darstellung und Skalierung gelöst werden. Probleme ergeben sich auch aus der meist festen Abtastrate bei allen Drehzahlen, wodurch die Auflösung beeinflußt wird. Außerdem hat die dabei übliche drehsynchrone Verschiebung von Autotermen Auswirkungen auf die Kreuztermbildung, was zu stark unterschiedlichen Mustern bei verschiedenen Drehzahlen führen kann.

Kapitel 3

Schwingungsphänomene bei Mechanismen

3.1 Ordnung der Probleme

Die Mehrzahl der Schwingungsprobleme tritt dann zutage, wenn es darum geht, die Produktivitätsparameter der Maschinen zu erhöhen. Dies wird heute fast ausnahmslos über die Erhöhung der Betriebsdrehzahl der Maschinen erreicht. In manchen Fällen wird auch die Konzentration möglichst vieler Arbeitseinheiten auf engstem Raum angestrebt, wie z.B. bei Ringspinnmaschinen oder bei der mehrsträngigen Auslegung von Verpackungsmaschinen. Trotz der enormen Vielfalt unterschiedlicher Maschinen mit ihren oft sehr spezifischen Einsatzgebieten und ihren besonderen Merkmalen lassen sich die Probleme aus der Sicht des Betreibers oder Beobachters einem oder mehreren der folgenden vier Symptome zuordnen:

- Störungen der technologisch geforderten Bewegung der Arbeitsorgane (Abtriebsbewegungen)
- dynamische Überlastung, Bauteilversagen, erhöhter Verschleiß
- störende Schwingungen des Gestells oder des Aufstellortes
- Lärm

Während die letztgenannten drei Schwerpunkte auch bei anderen Maschinen auftreten können, ist der erste typisch für Verarbeitungsmaschinen. Hier werden vorrangig Probleme eingeordnet, die eine direkte Auswirkung auf die Qualität des gefertigten Produktes haben, wie z.B. die Musterqualität der Gewirke bei Kettenwirkmaschinen oder die Schnittkantenqualität bei Buchschneidemaschinen u.v.a.m.

Das Ziel von Schwingungsuntersuchungen an Mechanismen ist letztlich die Beseitigung der störenden Schwingungen durch Einleitung geeigneter Gegenmaßnahmen. Solche Maßnahmen lassen sich jedoch nur begründen, wenn man die Ursachen für die Entstehung der störenden Schwingungen kennt. In Auswertung der in vielen Einzelarbeiten zum Thema der Schwingungsminimierung an Mechanismen dargelegten Erfahrungen und Ergebnisse (Literaturangaben an entsprechender Stelle im Text) lassen sich im wesentlichen die in Tabelle 3.1 rechts aufgelisteten typischen Schwingungsursachen an Mechanismen nennen.

Diese Einteilung basiert auf bestimmten Modellvorstellungen, d.h., zur Beschreibung der typischen Schwingungserscheinungen werden Minimalmodelle verwendet, die nur ganz bestimmte Systemeigenschaften wiedergeben. Fragt man weiter nach den charakteristischen Elementen der Modelle oder auch nach dem “konstruktiv” beeinflußbaren Parameter, so lassen sich diese Schwingungsursachen noch weiter gruppieren, vgl. Tab. 3.1 links. Diese Ordnung ist die Basis für die Gliederung der nachfolgenden Abschnitte. Insbesondere werden die grau unterlegten Punkte einer ausführlichen Betrachtung unterzogen.

Tabelle 3.1: Einteilung der typischen Schwingungsursachen

Charakteristische Modelleigenschaften/-elemente	**Typische Schwingungsursachen bei Mechanismen**
starrer Mechanismus, spielfrei	• kinetostatische Massenkräfte
Elastizitäten	• Erzwungene Schwingungen und Resonanzen
veränderliche Parameter	• Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen • Parameterresonanzen • Parameter-Kombinationsresonanzen • Schnell veränderliche Parameter
Spiel	• Spielstoß • Mehrfachstöße • Spielwirkung in Drehgelenken ohne Kontaktverlust • Kolbenschlag
Reibung	• Gleitreibung mit Richtungsumkehr • Reibung (Haft-Gleit-Reibung)
Lagefunktionen	• Unstetigkeiten in den Lagefunktionen: Stufe, Stoß, Ruck, Sprünge höherer (n-ter) Ordnung
Sonstiges	• technologische Kräfte

Im allgemeinen stellen die kinetostatischen Massenkräfte eine der wesentlichen Belastungen der Mechanismen dar. Diese sind strukturell bedingt und folgen bereits aus der Bewegung der Glieder des starren, spielfreien Mechanismus. Die typischen Kennzeichen sind der periodische Verlauf, der aus der zyklischen Arbeitsweise resultiert und die quadratische Zunahme mit der Drehzahl. Ihre Wirkungsweise wie auch Maßnahmen zur ihrer Reduzierung sind jedoch hinlänglich bekannt und sollen in dieser Arbeit nicht weiter diskutiert werden.

In Verbindung mit den immer vorhandenen Elastizitäten können diese Massenkräfte z.B. zu erzwungenen Schwingungen und Resonanzen führen. Weitere Faktoren wie veränderliche Parameter, Spiel, Reibung usw. führen auf eine ganze Reihe spezieller Probleme bzw. weiterer Schwingungsursachen, die im Zusammenhang mit den Massenkräften die für Mechanismen typischen Schwingungsphänomene hervorrufen.

Sonstige Ursachen, wie die technologischen Kräfte, die bei Mechanismen typischerweise auch zyklisch wirken, sollen hier unbeachtet bleiben. Sie hängen vielfach von speziellen Gegebenheiten der Mechanismen und ihren Einsatzmerkmalen ab und sind in der Regel nicht verallgemeinerbar.

Ziel dieses Kapitels ist es, die wesentlichen Merkmale der Schwingungsphänomene bei Mechanismen zusammenzustellen, um diese schließlich für die Interpretation gemessener Schwingungen heranziehen zu können. Die Zusammenstellung soll dabei nach folgenden Schwerpunkten gegliedert werden:

- **Zur Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Es erfolgt eine kurze Beschreibung des Effektes, der auffälligsten Kennzeichen für den Beobachter an der Maschine und der prinzipiellen Wirkungsweise der Schwingungsursache unter ingenieurmäßigen Aspekten. Von Interesse sind typische Mechanismen, Maschinen oder Prozesse, bei denen diese Ursache besonders häufig zu beobachten ist (technisch-technologische Rahmenbedingungen).

- **Zur theoretischen Behandlung / Literatur**

Hier werden typische Beispiele aus der Literatur erwähnt, in denen solche Effekte bereits beschrieben wurden. Es wird kurz auf die Literatur zur theoretischen Behandlung des Effektes bis hin zu Möglichkeiten der Modellierung eingegangen.

- **Zum Signalmodell**

Für einige häufig auftretende Ursachen wird je ein Modell beschrieben, mit dem die Effekte in "Reinkultur" untersucht werden können. Dabei wird bewußt auf eine möglichst einfache Modellierung Wert gelegt, die keinerlei äußere Kräfte berücksichtigt, eine konstante Antriebswinkelgeschwindigkeit $\varphi = \Omega t$ voraussetzt, Rückwirkungen auf die Bewegung des Antriebs also ausschließt. Als kinematische Erregerfunktion wird mit $x(\varphi)$ die Abtriebsfunktion des starren, spielfreien Mechanismus verwendet. Wie bei praktischen Schwingungsuntersuchungen an Mechanismen vielfach üblich, werden auch hier Beschleunigungssignale am Abtrieb zur Analyse verwendet.

- **Zu den Merkmalen der Signale**

Bei jeder Interpretation gemessener Signale findet ein Vergleich mit bereits bekannten Mustern und die Suche nach charakteristischen Merkmalen statt. Die Merkmale der Signale sind an die entsprechenden Bildräume gebunden. Derzeit üblich sind Auswertungen im Zeit- und im Frequenzbereich. Neu hinzu kommt der Zeit-Frequenz-Bereich.

Die Kenntnis der zu den Ursachen gehörenden typischen Schwingungsverläufe ist bei der Analyse im Zeitbereich von Bedeutung. Aus diesem Grund werden mit dem entsprechenden Signalmodellen erzeugte Beschleunigungsverläufe bei drei verschiedenen Abstimmungsverhältnissen η dargestellt, die im Rahmen von Maßnahmen zur Drehzahlsteigerung durchaus realistisch sind. Die Variation bestimmter Parameter erweitert die Palette der typischen Erscheinungen, die hier in dimensionsloser Form dargestellt werden. Wichtige Hinweise bei der Analyse liefert der Vergleich der "gemessenen" (elastisch) mit den kinetostatischen Verläufen (starr).

Im Frequenzbereich werden bewußt die entsprechenden Einzelspektren gezeigt, damit ein direkter Vergleich zu den Merkmalen im Zeitbereich möglich ist. Außerdem können hier viele Informationen genauer als in einem Wasserfalldiagramm abgelesen werden, für das in der Praxis ohnehin meist viel zu wenige Datensätze zur Verfügung stehen. Mit Hilfe der dargelegten Informationen kann jedoch leicht auf diese geschlossen werden. Die Darstellung im Frequenzbereich erfolgt über der auf die erste Eigenfrequenz f_1 bezogenen dimensionslosen Frequenz $\lambda = f / f_1$.

Zur Auswertung im Zeit-Frequenz-Bereich wird je nur ein Zeitverlauf verwendet. Es wird

zunächst das zu erwartende Zeit-Frequenz-Muster beschrieben, und anschließend erfolgt die Signalauswertung mit verschiedenen Methoden, um auf Vor- und Nachteile und bestimmte Probleme oder geeignete Einstellungen aufmerksam zu machen.

Um die typischen Merkmale im Vergleich mit denen anderer Ursachen herauszuarbeiten wäre es zweckmäßig, die Schwingantworten auf die stets gleiche kinematische Grundfunktion zu bewerten. Dies läßt sich allerdings nicht durchgängig realisieren, wie schon am Beispiel der Trennung der Effekte bei Spielstoß und Unstetigkeiten in den Lagefunktionen plausibel wird. Es mußte also ein Kompromiß zwischen Überschaubarkeit der Beispiele und Präsentation der typischen Effekte gefunden werden. Für die Ursachen Resonanz, Spielstoß, Mehrfachstoß und Haft-Gleit-Reibung wurde dieselbe kinematische Grundfunktion gewählt, obgleich gerade bei Resonanz höherer Ordnung auch eine Funktion mit mehr als 6 Basisharmonischen angebracht wäre, um die typischen Effekte zu zeigen.

Prinzipiell ließe sich auch der Effekt des Stabilitätsverlustes in endlichen Zeitbereichen an diesem Verlauf demonstrieren, jedoch wurde ebenfalls eine andere kinematische Grundfunktion gewählt, die die Simulation des Effektes mit Rücksicht auf sinnvolle Parameterbereiche ermöglicht. Weitere Vorzüge des gewählten Verlaufes bezüglich der Simulation des Effektes werden in der entsprechenden Diskussion in Abschn. 3.2.2.2 deutlich.

Und schließlich mußte auch für den Effekt der Spielwirkung ohne Kontaktverlust in Drehgelenken eine von den anderen Beispielen abweichende Kinematik gewählt werden.

3.2 Ursachen von Mechanismenschwingungen

3.2.1 Elastizitäten - Erzwungene Schwingungen und Resonanzen

• Beschreibung des Effektes / Signalherkunft

Periodische Lagefunktionen sowie die periodisch veränderlichen kinetostatischen Kräfte und Momente können in Verbindung mit den realen Elastizitäten der Bauteile erzwungene Schwingungen des Gestells, der Mechanismen selbst, des Antriebsstranges oder des Fundamentes anregen. Die typischen Probleme äußern sich in gefährlich großen Schwingungen bei bestimmten Drehzahlen, die zu Verarbeitungsfehlern, Betriebsstörungen, Verschleiß, Bauteilbruch und Lärm führen. Der Grund ist die Nähe einer Erregerharmonischen zu einer Eigenfrequenz des Systems (Resonanz k-ter Ordnung), vgl Gl. (3.1) und Abb. 3.2.

Bei der überwiegenden Zahl der Fälle liegt die wesentliche Elastizität im Abtrieb *nach* dem Mechanismus, z.B. bei vielen Kurvengetrieben und ausgedehnten, langen oder auch massereichen Arbeitsorganen, wie sie z.B. bei Textilmaschinen anzutreffen sind. Besonders gefährdet sind Mechanismen mit vielen Harmonischen. Innerhalb des Mechanismus sind solche Erscheinungen meist auf die Nachgiebigkeiten in den Gelenken zurückzuführen. Bei Elastizität im Antrieb *vor* dem Mechanismus hingegen bestimmen meist andere Erscheinungen das Verhalten, siehe Abschn. 3.2.2.2.

• Zur theoretischen Behandlung / Literatur

Mit kinematischer Erregung am Abtrieb von Kettenwirkmaschinen beschäftigten sich u.a. Rößler [117] und Deierlein [24]. In [24] werden Kennwerte angegeben, die eine Bewertung der Eigenformen der Nadelbarren bezüglich ihres Einflusses auf das Schwingungsverhalten zulassen. Durch optimale Anordnung der parallel arbeitenden Antriebe kann eine Verminderung der Anregungen erzielt werden. Ähnliches ist auch bei Rockhausen [114] zu entnehmen.

Ein typisches Beispiel für durch Massenkräfte erzwungene Resonanzen eines Gestells einer Nähwirkmaschine wird bei Zschieschang et al. in [157] geschildert. Ein Massenausgleich im Legeschienenantrieb bezüglich der wesentlichen Erregerharmonischen und konstruktive Maßnahmen zur Gestellversteifung führten zu einer Verbesserung des Schwingungsverhaltens.

Innerhalb der Mechanismen sind die Stellen mit den wesentlichen Nachgiebigkeiten in der Regel unbekannt. Kaltofen/Rockhausen [75] zeigten durch Vergleich mit verschiedenen Meßergebnissen und unter Annahme eines einzelnen elastischen Gelenkes im Mechanismus eine Möglichkeit des Vorgehens bei der Ursachenanalyse. Wegen der hohen Steifigkeiten gebräuchlicher Mechanismenglieder, vgl. diesbezüglich eine Übersicht zu im Textilmaschinenbau häufig verwendeten binäreren und ternären Gliedern bei Stelzmann [130], brauchen erzwungene Schwingungen und Resonanzen der Glieder selbst gewöhnlich nicht gefürchtet zu werden.

Dennoch ist man bereits seit Jahrzehnten, z.B. Geiger (1939) [48], um die Erfassung des Schwingungsverhaltens unter Berücksichtigung meist biegeelastischer Glieder bemüht, wobei ein Schwerpunkt in der Schaffung effizienter Modellierungs- und Berechnungsmöglichkeiten liegt. Um die “typischen” Effekte zu zeigen, müssen manchmal allerdings “Mechanismen” herhalten, die den Aufgaben im Maschinenbau eigentlich nicht gewachsen sind, z.B. Rose/Schrepfer [116], Jahnke et al. [71], Bormann/Ulbrich [13] oder bei Halbig/Beale [60] mit Gliedabmessungen (LxBxH) von ca. (270x19x1.53), Masurekar/Gupta [100] (279x25x1.25), Lieh [91] (1000x40x4), usw. Häufig werden dabei Fragen der dynamischen Stabilität behandelt, die in Abschn. 3.2.2.3 eingeordnet werden. Weitere Quellen finden sich in den Übersichten bei

Dittrich et al. [26, 27, 28].

Schuller z.B. testete sein in [123] vorgestelltes Programm zur Schwingungsberechnung bei Mechanismen an einem Kurvengetriebe mit einer 20 mm dünnen Antriebswelle bei 600 mm Stützabstand. Im Schwingungsmodell wurde lediglich die Biegeelastizität der Antriebswelle berücksichtigt. Trotzdem kam er zu dem Schluß, daß damit das "dynamische Verhalten des Kurvengetriebeprüfstandes zufriedenstellend nachgebildet werden konnte." Phänomene aufgrund solcher Ursachen können nicht zu den für den Maschinenbau typischen Schwingungserscheinungen an Mechanismen gezählt werden.

Erzwungene Schwingungen werden durch lineare Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten beschrieben, entsprechend der von Rößler in [117] eingeführten Modellklasse 1 zur Untersuchung ungleichförmig übersetzender Getriebe. Für die über einen Bewegungszyklus des realen Mechanismus gemittelten Eigenkreisfrequenzen $\overline{\omega_i}$ gilt daher die Forderung nach langsamer Änderung. Dies trifft häufig zu. Diese Modelle kommen zur Anwendung, wenn die wesentlichen Elastizitäten im Abtrieb nach dem Mechanismus liegen, sowie bei Nachgiebigkeiten im Fundament oder Gestell.

Im allgemeinen Fall eines periodisch erregten Vielfachschwingers liegen die kritischen Bereiche in der Umgebung der durch die Gl. (3.1) bestimmbaren Resonanzstellen:

$$k\Omega = \overline{\omega_i} \quad ; \quad \text{mit } i; k = 1, 2,... \tag{3.1}$$

Die Zahl k entspricht dabei der Ordnung einer Harmonischen der Erregerfunktion (Resonanz k-ter Ordnung). Lüder gab in [94] unter Verwendung von Fourier-Reihen zur Beschreibung der periodischen Erregerfunktion eine effektive Lösung zur Bestimmung der Schwingantwort an. Da am Abtrieb meist Schwingungen mit der tiefsten Eigenfrequenz des Systems dominieren, wurde die Schwingantwort eines Minimalmodells mit einem Freiheitsgrad und Elastizität im Abtrieb für die Ermittlung optimaler HS-Kurvenprofile genutzt.

- **Zum Signalmodell: Elastizität im Abtrieb**

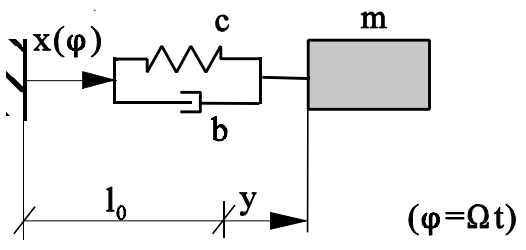


Abbildung 3.1: Minimalmodell: Elastizität im Abtrieb

Mit dem Minimalmodell nach Abbildung 3.1 für den Fall der Elastizität im Abtrieb können die typischen Effekte bei erzwungenen Schwingungen untersucht werden. Die dimensionslose Bewegungsgleichung lautet mit Einführung der dimensionslosen Zeit Ωt und Bezug auf die maximale kinematische Auslenkung am Abtrieb $\hat{x}$:

$$\varphi = \Omega t, \; (\;)' = \frac{d(\;)}{d\varphi}, \; x(\varphi) = \hat{x} f(\varphi), \; \xi = \frac{y}{\hat{x}}, \; \eta = \frac{\Omega}{\omega_0}, \; \vartheta = \frac{b}{2m\omega_0}, ... \tag{3.2}$$

$$\xi'' = -\frac{2}{\eta}\vartheta(\xi' - f'(\varphi)) - \frac{1}{\eta^2}(\xi - f(\varphi)) \tag{3.3}$$

- **Zu den Merkmalen der Signale:**

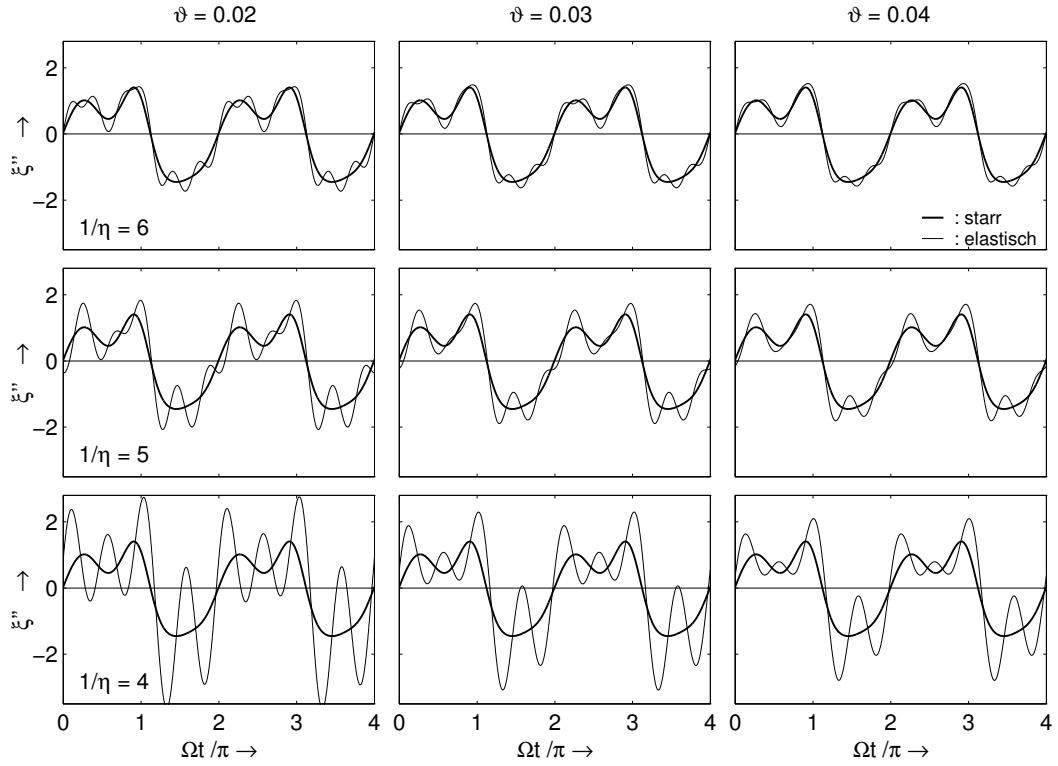


Abbildung 3.2: Berechnete Beschleunigungsverläufe bei Resonanzen 4., 5. und 6. Ordnung; Variation von ϑ und η

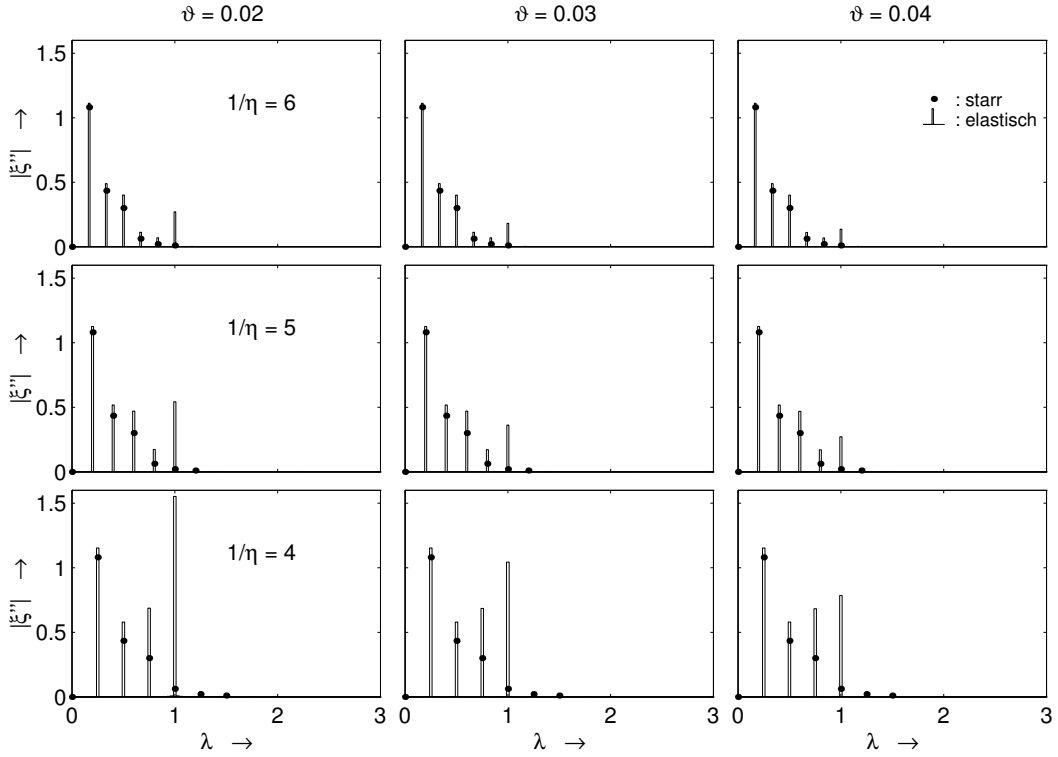


Abbildung 3.3: Spektren der berechneten Beschleunigungsverläufe bei Resonanz 4., 5. und 6. Ordnung aus Abb. 3.2

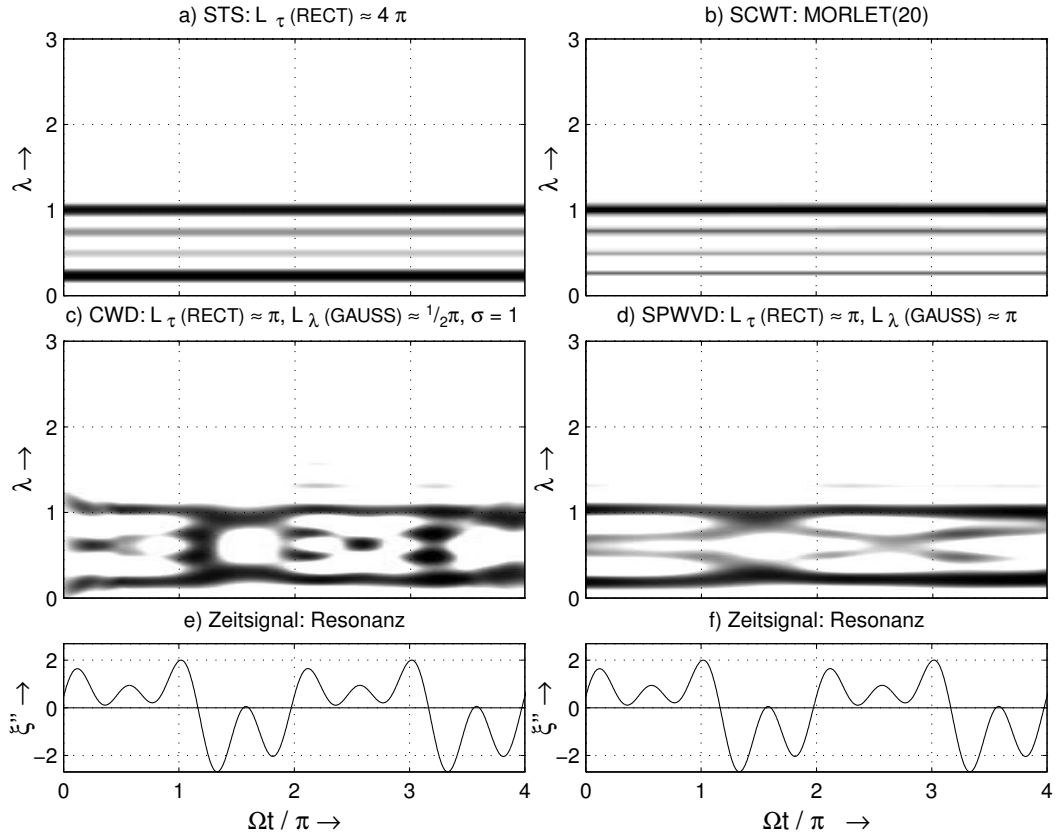


Abbildung 3.4: TFRs des berechneten Beschleunigungsverlaufes bei Resonanz 4. Ordnung; Variante: $1/\eta$=4, ϑ=0.03 aus Abb. 3.2

Im Zeitbereich sind erzwungene Schwingungen bei periodischer Erregung vor allem an dominanten Schwingungen mit einer Eigenfrequenz des Systems zu erkennen, wie auch in Abb. 3.2 deutlich wird, wo die praktisch interessierenden Zustände bei Resonanzen verschiedener Ordnungen dargestellt sind. Die Ordnung kann an der Anzahl der Schwingungsmaxima pro Periode abgelesen werden, welche mit sinkender Ordnung meist deutlicher hervortreten. Zunehmende Dämpfung verringert bekanntermaßen die Maximalausschläge. Gleichzeitig wächst dabei der Einfluß der benachbarten Harmonischen und es kommt durch Überlagerung im Gegensatz zum bekannten Verhalten bei harmonischer Erregung zu Effekten abklingender Schwingungen, die mit zunehmender Ordnung und Dämpfung verstärkt werden (vgl. auch Abschn. 3.2.5). Je höher die Resonanzordnung, desto schlechter sind die Resonanzgebiete anhand der Amplitudenveränderungen von benachbarten zu unterscheiden, da praktisch irgendeine Harmonische immer im Einflußbereich liegt, vgl. auch den Einfluß der Vergrößerungsfunktion bzw. der Produkte $k\eta_i$ bzw. $\vartheta_i k\eta_i$ [45]. Geringe Drehzahländerungen haben deshalb bei hoher Resonanzordnung weniger Einfluß auf eine Änderung des Schwingungsverhaltens als bei niedriger Ordnung.

Die Spektren in Abb. 3.3 weisen nur Anteile bei ganzen Vielfachen der Grundharmonischen (GH) jedoch nur im Bereich der Basisharmonischen (BH) auf. Resonanzen sind durch auffälliges Anwachsen der Linien um die Eigenfrequenzen herum, als Störung der BH zu erkennen. Da gewöhnlich bei steigender Ordnung mit schnell abfallenden BH zu rechnen ist, sind Resonanzen höherer Ordnung in gemessenen Spektren leichter zu identifizieren. Mit zunehmender Dämpfung ist ein stärkeres Ansteigen der benachbarten Harmonischen zu registrieren. Das Spektrum stellt eine geeignete Nachweisform dar.

Da erzwungene Schwingungen rein periodisch verlaufen, sind in der Zeit-Frequenz-Ebene durchgängige waagerechte Höhenlinien zu erwarten, die in Frequenzrichtung in Lage und "Höhe" mit den Spektrallinien übereinstimmen müßten. Dies ist allerdings nur bei TFRs zu erreichen, deren Fenster das Signal völlig in Zeit- und in Frequenzrichtung überdecken. So zu sehen in Abb. 3.4a am Beispiel des Spektrogramms mit einer Fensterhalbbreite $L_\tau = 4\pi$. Solche Einstellungen sind für die Zeit-Frequenz-Analyse jedoch völlig unpraktisch.

Kürzere Fenster betonen allerdings mehr die lokalen Extrema, wobei infolge von Interferenzen der in Frequenzrichtung dicht liegenden Komponenten keine klaren Aussagen möglich sind. Die in ihrer Anwendung etwas problematischen Rechteckfenster liefern hier noch die besten Resultate. Bei kürzeren Fenstern liefern fast alle Verfahren ähnlich "unscharfe" Darstellungen wie etwa in Abb. 3.4c und 3.4d. Der wesentliche Unterschied zwischen diesen beiden Darstellungen besteht in der Verwendung verschieden breiter Glättungsfenster, die die Separation in Frequenzrichtung beeinflussen und damit die Tendenz der Interferenzminimierung in Richtung Abb. 3.4a unterstreichen.

Als geeignet für diesen Fall erweisen sich eigentlich nur Wavelet-Analysen. Besonders gut läßt sich dabei das Morlet-Wavelet bei großen Parametern verwenden, Abb. 3.4b. Das Wavelet ist damit zwar ebenfalls um ein mehrfaches größer als der gewählte Signalausschnitt (hier Faktor 10 bezogen auf die GH), wegen der variablen Fensterung sind dennoch evtl. auftretende hochfrequente Ereignisse im Signal lokalisierbar. Trotz der Fenstergröße bleibt der rechentechnische Aufwand gering. Die Veränderung der Bandbreite ist im Vergleich zum Spektrogramm in Abb. 3.4a deutlich zu sehen.

3.2.2 Veränderliche Parameter

3.2.2.1 Einordnung der wichtigsten Effekte

Veränderliche Parameter sind typisch für ungleichförmig übersetzende Getriebe, d.h. bestimmte Parameter des Schwingungssystems sind mit der Zeit (insbesondere periodisch) veränderlich. Die Periode der Änderung wird dabei durch den Maschinentakt vorgegeben. Diese Parameteränderungen können parametererregte Schwingungen zur Folge haben. Mit starken Schwankungen der reduzierten Masse z.B. ist bei Massekonzentration am Abtrieb in Verbindung mit rasch wechselnden Bewegungszuständen zu rechnen. Die reduzierte Steifigkeit kann bei Mechanismen, deren Glieder umlaufen bzw. "große" Bewegungen ausführen, entsprechenden Schwankungen unterworfen sein. Die zweite Voraussetzung, eine gestörte Gleichgewichtslage, ist beim Betrieb der Maschinen praktisch immer gegeben.

Die Erscheinungsformen parametererregter Schwingungen können bei Mechanismen sehr unterschiedlich sein. Häufig tritt der Fall des *Stabilitätsverlustes in endlichen Zeitbereichen* auf. Innerhalb eines Zyklus kommt es kurzzeitig zum Anfachen und anschließenden Abklingen von Schwingungen. Die Betriebszustände können dabei weit entfernt von denen der *Parameterresonanzen* liegen, bei denen es in der Umgebung bestimmter Verhältnisse von mittlerer Eigenfrequenz zur Frequenz ihrer Änderung zu instabilen Gleichgewichtslagen kommt. Kleine Störungen können dort zum "unbegrenzten" Aufschaukeln gefährlicher Schwingungen führen. Dies trifft jedoch auf Mechanismen selten zu.

Selten sind ebenfalls die sogenannten *Parameter-Kombinationsresonanzen* zu beobachten, die in Bereichen um die Linearkombinationen der Eigenfrequenzen des Systems zu erwarten sind. Von *schneller Parameteränderung* spricht man, wenn es bei ansonsten langsamen Änderungen auch kurze Zonen im Zyklus gibt, in denen sich die Parameter wesentlich ändern. In diesen Zonen können sehr intensive Schwingungen angeregt werden.

3.2.2.2 Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen

- **Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Kurzzeitige Instabilitäten, die infolge starker Änderungen der Parameter auftreten und auch mehrmals in einem Zyklus möglich sind, können zu gefährlich großen Schwingungen führen. Die Erscheinung ist durch eine Anfachungsphase mit wachsendem Schwingungsausschlag bei schnell steigender Frequenz gekennzeichnet, der sich üblicherweise eine Abklingphase mit umgekehrtem Verhalten anschließt.

Es sind vor allem Mechanismen betroffen, deren wesentliche Nachgiebigkeit *vor* dem Mechanismus liegt, und deren reduzierte Massen sich stark mit dem Antriebswinkel ändern. Dies ist z.B. bei vielen Umform- und Schneidemaschinen der Fall, bei denen eine Massekonzentration am Abtrieb (Stempel, Messerträger) vorhanden ist und außerdem schnelle Bewegungsphasen mit Rastphasen abwechseln. Im Handbetrieb kann das in manchen Stellungen zu verzeichnende "Vorlaufen" der Maschine, bei dem der Abtrieb infolge abnehmender Massenträgheit den Antrieb förmlich nachzieht, beobachtet werden.

- **Zur theoretischen Behandlung / Literatur**

Rößler [117], Schröpel [122] u.a. untersuchten diesen Effekt am Beispiel eines Transfermanipulators. Es wurden kurzzeitig große Schwingungsüberhöhungen im Momentenverlauf als

auffälliges Kennzeichen geschildert. In [156] wurde ein solcher Effekt von Zschieschang/Dresig an einer Schneidemaschine nachgewiesen, vgl. auch Abschn. 4.1.

Ausgangspunkt für die theoretischen Betrachtungen stellen Modelle der in [117] genannten Modellklasse 2, die linearen Schwingungssysteme mit getriebestellungsabhängigen Parametern dar. Für die Lösung existieren verschiedene Ansätze, die u.a. bei Schmidt [121], Goloskokow/Filipow [53], Fischer/Stephan [45], Magnus [96], wie auch z.B. bei Tersch [133], Rößler [117] und Dresig/Vul'fson [34], die näher auf die Probleme bei Mechanismen eingehen, behandelt werden. Viele Methoden führen allerdings auf Betrachtungen zur dynamischen Stabilität im Sinne von Parameterresonanzen.

Der hier behandelte Effekt kann in der Verletzung des sog. Hurwitz-Kriteriums [117] gesehen werden, was für kurzzeitiges instabiles Verhalten der linearisierten Bewegungsgleichungen sorgt. Eine anschauliche Interpretation aus maschinendynamischer Sicht findet man bei Dresig/Vul'fson [34, 36] oder Holzweißig/Dresig [65], auf die im folgenden eingegangen wird.

- **Zum Signalmodell: Elastizität vor dem Mechanismus**

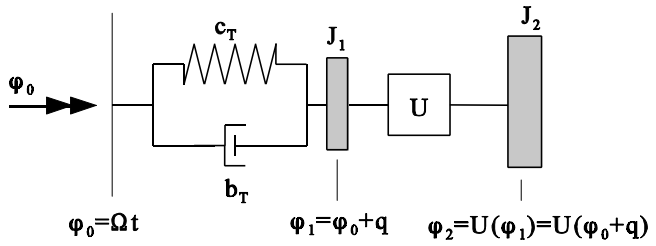


Abbildung 3.5: Minimalmodell: Elastizität vor dem Mechanismus

In dem Minimalmodell nach Abb. 3.5 stellt die Antriebswelle (c_T, b_T = const.) die wesentliche Nachgiebigkeit dar. J_1 erfaßt gleichförmig bewegte Massen, wie z.B. die Welle selbst. Mit U ist der Mechanismus in Form der kinematischen Lage- oder Übertragungsfunktion symbolisiert (U-Funktion). Es liegt eine Massekonzentration am Abtrieb vor. Die Koordinate q stellt hier die der Grundbewegung der Antriebswelle überlagerte Schwingbewegung dar.

Nach Vereinfachungen und Vernachlässigungen entsprechend [34] erhält man die linearisierte DGL unter Berücksichtigung folgender Symbolik:

$$()' = \left.\frac{d()}{d\varphi_1}\right|_{q=0}\ ,\ J = J_1 + J_2 U'^2\ ,\ J' = 2J_2 U' U''\ ,\ J'' = 2J_2 (U''^2 + U' U''') \tag{3.4}$$

zu:
$$J\ddot{q} + \left(J'\,\Omega + b_T\right)\dot{q} + \left(\frac{1}{2}J''\Omega^2 + c_T\right)q = -\frac{1}{2}J'\Omega^2 \tag{3.5}$$

Die Veränderlichkeit von J bewirkt auf der linken Seite das Auftreten zeitlich periodisch veränderlicher Koeffizienten vor q, $\dot{q}$ und $\ddot{q}$, die die eigentliche Parametererregung darstellen. Der Effekt des kurzzeitigen Stabilitätsverlustes tritt ein, wenn einer der Koeffizienten negativ wird (Hurwitz-Kriterien). Als dominant erweist sich hier (bei niedrigen Drehzahlen) der im folgenden als "Dämpfungsterm" bezeichnete Term $(J'\Omega + b_T)$. Die dynamische Stabilität bleibt erhalten, solange dieser positiv ist (vgl. auch Abbildung 3.6e):

$$(J'\Omega + b_T) > 0 \tag{3.6}$$

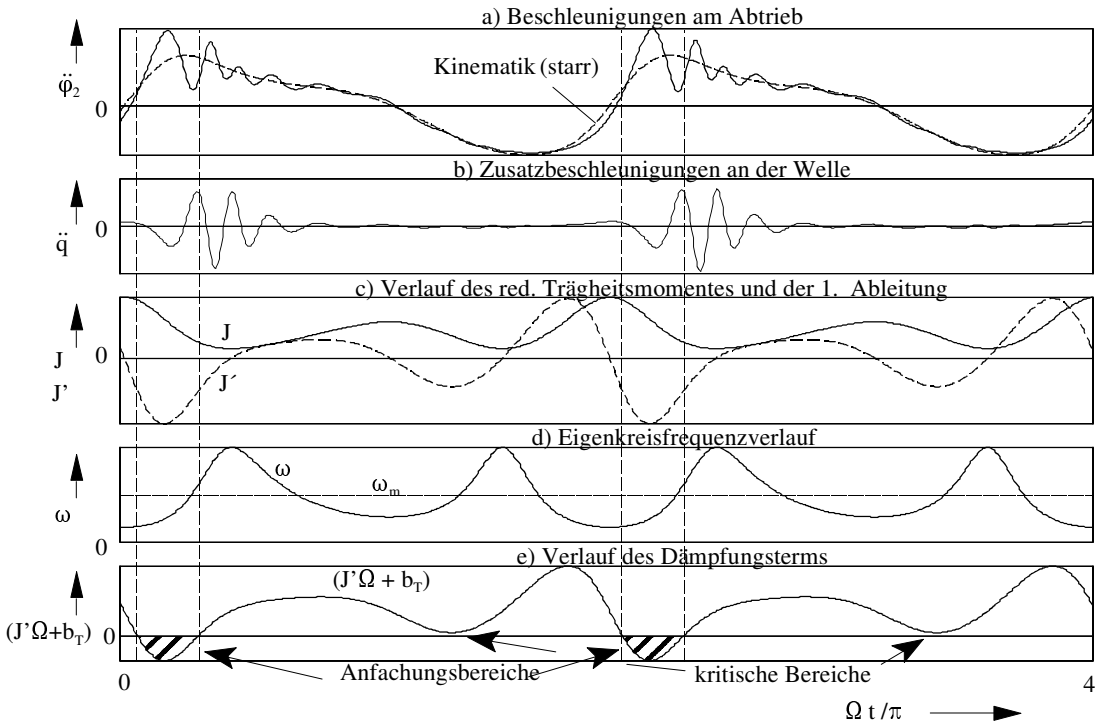


Abbildung 3.6: Berechnete Verläufe einiger Größen über 2 Perioden

In Bereichen negativer Werte von J' kann es zu einer Anfachung von Schwingungen mit exponentiellem Zuwachs kommen, Abb. 3.6a,b. Genauer gesagt muß das Produkt $J'\Omega$ kleiner als $-b_T$ sein. Damit wird der Einfluß der Drehzahl deutlich. Die Schwingungen treten erst ab einer bestimmten Drehzahl auf, andernfalls verhindert die Dämpfung b_T ihr Entstehen.

Die Bereiche, in denen J sehr schnell abnimmt, sind besonders gefährdet, wie der Vergleich der Kurven in Abb. 3.6c und 3.6e unterstreicht. Gleichzeitig kommt es zur Zunahme der Eigenfrequenz, Abb. 3.6d. Die maximal mögliche Breite der kritischen Bereiche wird durch den Bereich $J'<0$ begrenzt. Beim Verlassen wird der Dämpfungsterm wieder positiv und die Schwingungen klingen ab. Das Ende des Anfachungsbereiches und die Stelle der maximalen Eigenfrequenz fallen dabei nicht unbedingt zusammen, Abb. 3.6d,e.

Eine dimensionslose Darstellung ergibt sich aus Gl. (3.5) unter Einführung eines mittleren Wertes J_m, um den J mit ΔJ periodisch schwankt: $J = J_m(1 + \Delta J/J_m)$. Als Bezugswinkel wird der maximale kinematische Hubwinkel $\hat{\varphi}_2$ am Abtrieb verwendet und mit:

$$\varphi_0 = \Omega t\,,\ (\ )^\circ = \frac{d(\ )}{d\varphi_0}\,,\ \dot{q} = \Omega q^\circ\,,\ \ddot{q} = \Omega^2 q^{\circ\circ}\,,\ \omega_m^2 = \frac{c_T}{J_m}\,,\ \vartheta_m = \frac{b_T}{2J_m\omega_m}\,,\ \eta_m = \frac{\Omega}{\omega_m}\,,\ \xi = \frac{\varphi_2}{\hat{\varphi}_2}\,,\ldots \qquad (3.7)$$

ergibt sich (3.5) zu:

$$\left(1 + \frac{\Delta J}{J_m}\right) q^{\circ\circ} + \left(\frac{(\Delta J)'}{J_m} + 2\frac{\vartheta}{\eta_m}\right) q^\circ + \left(\frac{1}{2}\frac{(\Delta J)''}{J_m} + \frac{1}{\eta_m^2}\right) q = -\frac{1}{2}\frac{(\Delta J)'}{J_m} \qquad (3.8)$$

und die Beschleunigungen am Abtrieb erhält man zu:

$$\xi^{\circ\circ} \approx \frac{U''}{\hat{\varphi}_2}\left(1 + q^{\circ}\right)^2 + \frac{U'}{\hat{\varphi}_2} q^{\circ\circ} \tag{3.9}$$

- **Zu den Merkmalen der Signale:**

Die Darstellungen der Zeitverläufe in Abb. 3.7 unterstreichen die eben getroffenen Feststellungen. Mit Zunahme der Dämpfung klingen die angeregten Schwingungen schneller ab, zusätzlich werden die Anfachungsbereiche schmaler. Das entgegengesetzte Verhalten tritt bei Zunahme der mittleren Abstimmung ein, Schwingausschläge und Breite der Anfachungsbereiche nehmen zu. In der unteren Zeile von Abb. 3.7 ist im Unterschied zur oberen zu erkennen, daß ein zweiter, schwächerer Anfachungsbereich hinzugekommen ist. Schwingungen mit veränderlicher Frequenz um den kinetostatischen Verlauf sind erkennbar. Deutliche Startereignisse, wie etwa vom Spielstoß her bekannt, fehlen.

Die zugehörigen Spektren in Abb. 3.8 weisen nur Anteile bei kΩ, jedoch viele Zusatzharmonische (ZH) auf. Mit zunehmender Ausprägung des Effektes werden auch die BH gestört. Es kommt dann zu einer Anhebung der Linien in einem ganzen Bereich (hier bis etwa 2.5 λ_m) um die mittlere Eigenfrequenz herum ($\lambda_m = 1$). Die Spektren unterscheiden sich deutlich von denen bei Spiel- oder Reibstoß, vgl. Abschn. 3.2.3.2.

Abb. 3.9 zeigt TFRs auf Basis des ab der 3. Harmonischen hochpaßgefilterten Signals. Die Filterung ist hauptsächlich notwendig, um den dominanten Einfluß der ersten zwei Harmonischen auf die Darstellungen zu unterdrücken und Kreuzterme zu verhindern. Den Bereich der BH völlig herauszufiltern ist angesichts der Störung dieser im Hinblick auf die Ursachenanalyse nicht sinnvoll.

Bei Verwendung kurzer Zeitfenster können in den TFRs die charakteristischen Zeit-Frequenz-Muster erkannt werden, die entsprechend der typischen "Eigenfrequenzmodulation", vgl Abb. 3.6d zu erwarten sind. Dies liefert zugleich eine anschauliche Erklärung für das Anwachsen der Spektrallinien in diesem Schwankungsbereich der Eigenfrequenz. Die WT bzw. das Scalogramm mit dem Morlet-Wavelet liefert bei kleinen Parametern den besten Einblick in den Signalverlauf. Obwohl die Fensterung eine starke Verschmierung in Frequenzrichtung bewirkt, wird hier auch der zweite Bogen - die zweite Modulation - je Periode deutlich angezeigt. Mit der CWD ist eine recht scharfe Darstellung möglich, jedoch erschweren die vielen "inneren" Kreuzterme teilweise die richtige Interpretation. Die zweite Frequenzmodulation ist dadurch nur schlecht zu erkennen. Mit der für diese Signale ungeeigneten RGK ist gar nur die ansteigende Frequenzflanke zu erhalten. Die hier nicht gezeigte SPWVD liefert ganz ähnliche Darstellungen wie das STS.

Zur Identifikation solcher Ereignisse eignen sich besonders Vergleiche mehrerer Analysen mit verschiedenen Fensterweiten. Dabei zeigen die Bereiche mit veränderlichen Frequenzen infolge der Verschmierungen durch die Fenster jeweils die auffälligeren Unterschiede.

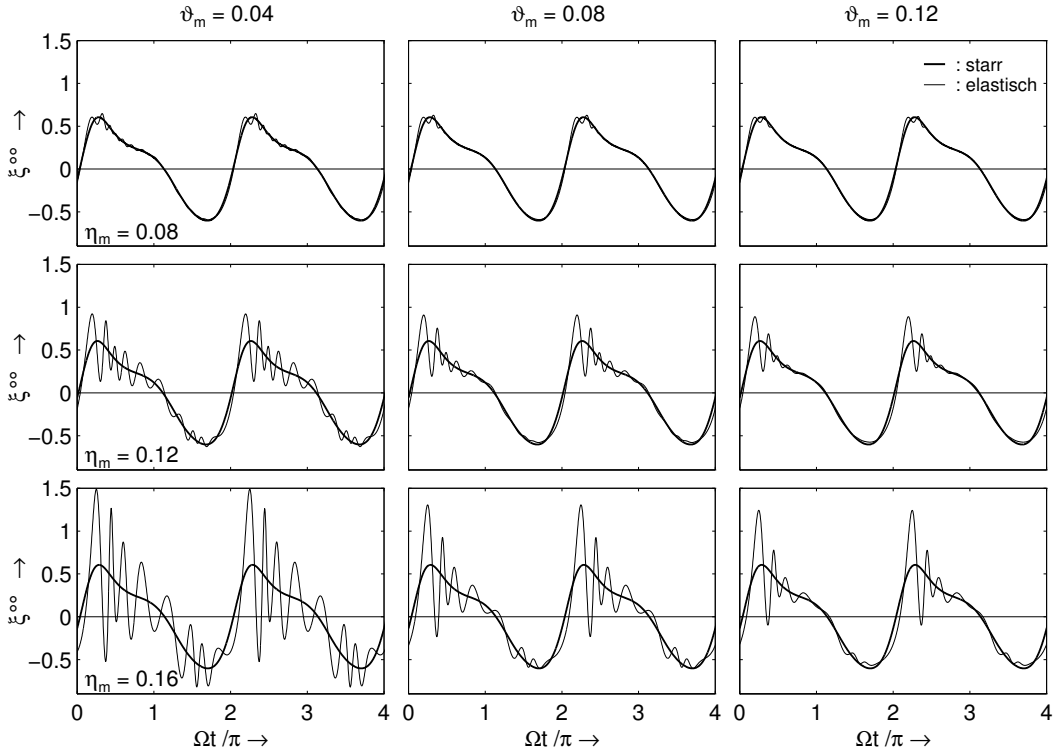


Abbildung 3.7: Berechnete Beschleunigungsverläufe bei Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen; Variation von η_m und ϑ_m

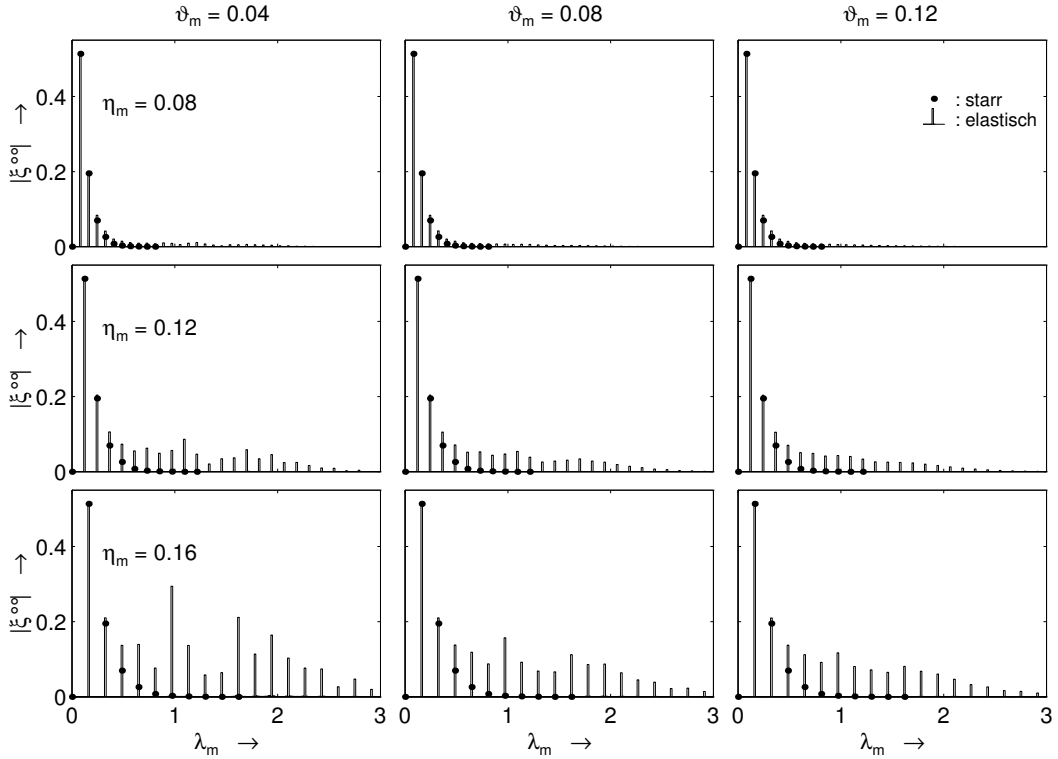


Abbildung 3.8: Spektren der berechneten Beschleunigungsverläufe bei Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen aus Abb. 3.7; Variation von η_m und ϑ_m

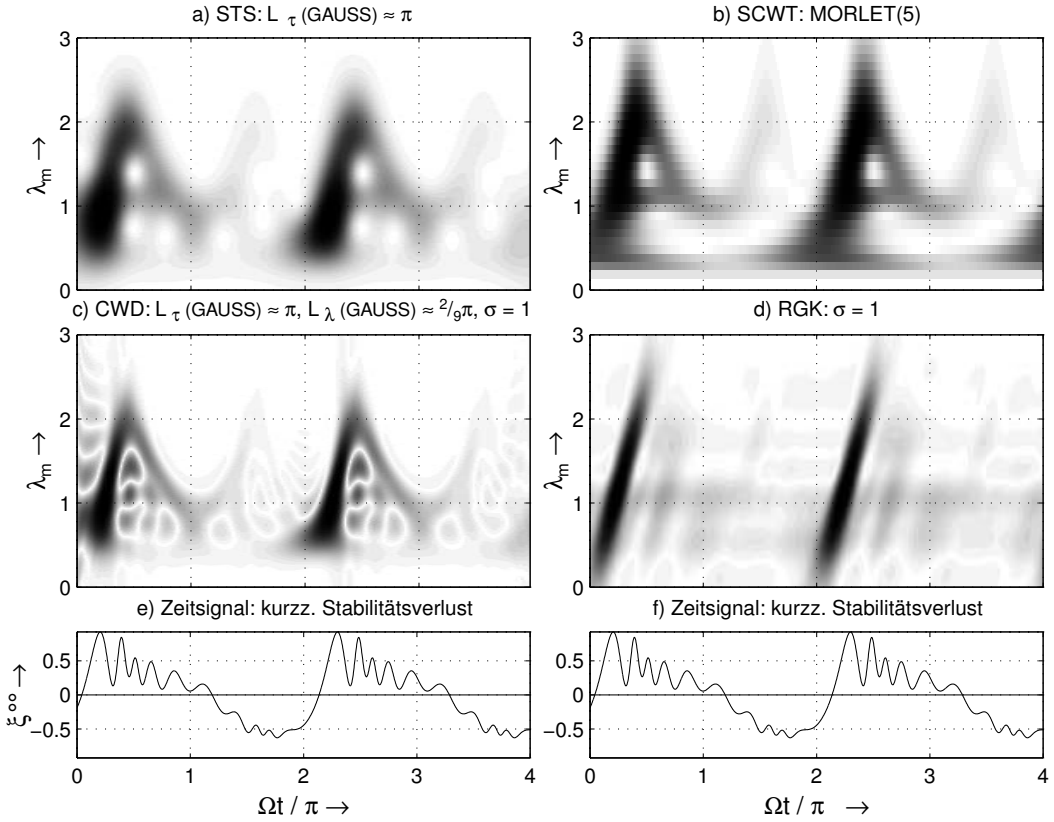


Abbildung 3.9: TFRs eines berechneten Beschleunigungssignals bei Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen; Variante: $\eta_m = 0.16$, $\hat{\vartheta}_m = 0.08$ aus Abb. 3.7

3.2.2.3 Parameterresonanzen

- **Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Als Ursache für diesen Effekt, der erstmals an Lokomotivantrieben entdeckt wurde, vgl. auch Malkin [97], Bolotin [12], Magnus [96], gilt eine durch Parameteränderung hervorgerufene starke Pulsation der Eigenfrequenzen des Systems. Diese kann solch große Schwingungen hervorrufen, daß die Beschleunigung dem kinetostatischen Grundverlauf kaum noch folgen und zu erheblichen Funktionsstörungen bis hin zur Zerstörung der Maschine führen können. Kritisch sind nicht nur einzelne Frequenzen wie bei erzwungenen Resonanzen, sondern ganze Gebiete um die in Gl. (3.11) näherungsweise angegebenen Frequenzen.

Die bekannte Parameterhauptresonanz entspricht der doppelten gemittelten Eigenfrequenz des Systems. Dies erklärt das seltene Auftreten dieser Erscheinung bei Mechanismen, denn die Maschinen müßten mit ungewöhnlich hohen Abstimmungen arbeiten ($\eta \approx 2$). Alle weiteren Gebiete verlieren mit wachsender Ordnung meist stark an Einfluß. Betroffen können also schnellaufende Mechanismen sein, die sehr glatte Lagefunktionen aufweisen müssen und die keine Sprünge oder scharfe Änderungen in den Lagefunktionen höherer Ordnung besitzen (Exzentergetriebe und Koppelgetriebe ohne angenäherte Rasten), Dresig/Vul'fson [34].

- **Zur theoretischen Behandlung / Literatur / Merkmale**

Bei Parameterresonanz ist weniger der konkrete Zeitverlauf als vielmehr die Entfernung zu möglichen Resonanzgebieten von Interesse. Das Verhalten der entsprechenden homogenen Lösung der Gleichung des linearen Schwingers mit getriebestellungsabhängigen Parametern gilt

dabei als Indikator für das Schwingungsverhalten des Systems. Ein exponentielles Anwachsen der Lösung, also instabiles Verhalten, kennzeichnet den Bereich der Parameterresonanz. Abklingendes Verhalten zeigt Stabilität an, beschränktes Verhalten markiert die Grenze zwischen beiden Bereichen. Dies wird zur Berechnung von Stabilitätskarten, die die gefährlichen Gebiete der Parameterresonanz ausweisen, ausgenutzt, vgl. [34], Fischer/Stephan [45], Magnus [96], Tersch [133].

Für den häufig dargestellten Fall des harmonisch erregten Schwingers mit dem Freiheitsgrad eins ergeben sich Parameter-Resonanzgebiete in der Nähe der Frequenzen:

$$\Omega = \frac{2}{j}\overline{\omega} \quad ; \quad j = 1,2,3,... \tag{3.10}$$

Für die Ordnung $j = 1$ erhält man die sogenannte Parameter-Hauptresonanz. Der Wert $\overline{\omega}$ stellt den gemittelten Wert der Eigenkreisfrequenz des Systems dar, wobei die Änderung der Eigenfrequenz mit der sogenannten Pulsationsfrequenz Ω erfolgt. Diese wird bei der behandelten Problemgruppe in der Regel durch den Maschinentakt bestimmt. Die Pulsationstiefe gilt als Maß für die Schwankungsbreite der Eigenkreisfrequenz um $\overline{\omega}$ und bestimmt auch die Breite der gefährlichen Gebiete um die Resonanzstellen herum. Mit steigender Ordnung j werden die Resonanzgebiete schmaler. Außerdem muß die Pulsationstiefe infolge des Dämpfungseinflusses erst einen bestimmten Wert überschreiten, damit es zur Instabilität kommt. Dieser Wert wächst mit der Ordnung j, weshalb auch Parameterresonanzen höherer Ordnung kaum eine Rolle spielen, [34, 133].

Im allgenmeinen Fall des periodisch erregten Vielfachschwingers mit den gemittelten Eigenkreisfrequenzen $\overline{\omega_i}$ ergeben sich dann formal Parameterresonanzen in der Nähe folgender Frequenzen:

$$k\,\Omega = \frac{2}{j}\overline{\omega_i} \tag{3.11}$$

Für die Spektren würde dies im allgemeinen ein Anwachsen der Spektrallinien um die doppelte gemittelte Eigenkreisfrequenz $\overline{\omega_1}$ bedeuten, die weiterhin durch Anteile bei kΩ und viele ZH gekennzeichnet sind.

3.2.2.4 Parameter-Kombinationsresonanzen

- **Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Zusätzlich zu den Parameterresonanzen sind noch die Parameter-Kombinationsresonanzen zu beachten, die auf parametrische Kopplungen von Eigenformen zurückzuführen sind. Sie treten bei Mechanismen jedoch selten in Erscheinung und werden schon bei geringer Dämpfung unterdrückt. Gefährdet sind Mechanismen mit vielen Harmonischen.

- **Zur theoretischen Behandlung / Literatur / Merkmale**

Unter Kombinationsresonanz versteht man allgemein die resonanzartige Antwort eines schwingungsfähigen Systems mit mehreren Freiheitsgraden auf eine Erregung mit einer Frequenz Ω, die nahe bei einer Linearkombination von zwei oder mehreren Eigenfrequenzen ω_i des linearen ungedämpften zeitinvarianten Systems liegt, vgl. Pfeiffer [110], Becker [6]. Die Anregung mit einer Frequenz sorgt also für die gleichzeitige resonanzartige Anregung mehrerer Hauptschwingungen des Systems. Kombinationsresonanzen ergeben sich nach Schmidt [121], Becker [6] bei:

$$\Omega = \frac{1}{j}\left| h_1\overline{\omega_1} + ... + h_m\overline{\omega_m} \right| \; ; \; j, h_i \in \mathbb{I}\ (ganz),\ h_i \neq 0\ ,\ j > 0\ ,\ i = 1...m \tag{3.12}$$

In [6] wird auf die historische Entwicklung der Untersuchung von Kombinationsresonanzen eingegangen und es werden einige typische Beispiele aus der Mechanik erläutert. Man findet in den meisten Fällen Resonanzen bei sogenannten Summenfrequenzen ($h_i > 0$). Kombinationsresonanzen höherer Art als zwei ($m > 2$) sind zwar möglich und in speziellen Laborversuchen auch nachgewiesen worden, im Fall der Schwingungsanalyse an Maschinen ist jedoch die Beschränkung auf die Linearkombination zweier Eigenfrequenzen aus physikalischen Überlegungen und praktischen Gesichtspunkten der Nachweisbarkeit üblich. Im Fall periodischer Erregung ergeben sich dann formal Kombinationsresonanzen bei, vgl. auch Bolotin [12]:

$$k\,\Omega = \frac{1}{j}\,|\,h_i\overline{\omega_i} + h_l\overline{\omega_l}\,| \;\; ; j,h_i,h_l \in \mathbb{I} \;,\; h_i,h_l \neq 0 \;,\; j > 0 \tag{3.13}$$

Kombinationsresonanzen sind z.B. aus der Elektrotechnik, oder auch von elastisch gelagerten Rotoren bekannt, Tondl [135, 136]. Socha/Weyh [126] bzw. Weyh [147] schilderten einen Fall, in dem Summenresonanz 2. Art bei einem Fadenführer einer Spulvorrichtung als mögliche Störungsursache in Erwägung gezogen wurde. Für den Nachweis eignen sich Campbell-Diagramm und Resonanzkurven. Neben resonanzartigen Schwingungen im Zeitbereich ist im Spektrum vor allem mit dem Anwachsen der Linien im Bereich von Linearkombinationen von Eigenfrequenzen zu rechnen.

3.2.2.5 Schnell veränderliche Parameter

- **Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Schnell veränderliche Parameter sind bei Mechanismen zu finden, bei denen der Eingriff der Werkzeuge in Bereichen gleichmäßiger Bewegungen der Arbeitsorgane stattfindet, wie z.B. bei Zangen und Transportorganen. Die Effekte sind mit denen bei Strukturänderungen zu vergleichen, wo für kurze Zeit eine Reduzierung von Freiheitsgraden auftreten kann, z.B. bei Pressen, Niederhaltern, Schneidemaschinen. Beim Kontakt kommt es zu einer schnellen Änderung der Eigenfrequenzen, was manchmal auch mit einer starken Änderung der Amplituden der Eigenschwingungen verbunden ist.

Treten kurzzeitige, sprunghafte Änderungen der Eigenfrequenz mit anschließender Rückkehr zum Ausgangswert auf, z.B. bei kurzzeitigen Einspannvorgängen, Versteifungen und Strukturänderungen oder bei kurzzeitigem Kontakt, spricht man auch von Parameterimpulsen, [34].

- **Zur theoretischen Behandlung / Literatur / Merkmale**

Nach [34] werden im wesentlichen Effekte schneller Steifigkeitsveränderung bei unveränderter und veränderter Gleichgewichtslage unterschieden. Die Abschätzung der Schwingamplituden erfolgt über Energiebetrachtungen. Bei impulsartigen Vorgängen werden die zwei Fälle der kurzzeitigen Erhöhung und der Verringerung der Eigenfrequenz unterschieden. Dabei interessiert besonders die Entwicklung der maximalen Schwingantwort bei den aufeinanderfolgenden Sprüngen auf die verschiedenen Eigenfrequenzniveaus, wobei der relativen Phasenlage eine entscheidende Bedeutung zukommt. Im Grenzfall kann es zu Parameterresonanzen kommen. Über die Bewegungsgleichungen des fiktiven Oszillators, vgl. [34], gelangt man zu Abschätzungen der Schwingungsmaxima.

Im Zeitbereich kommt es also zu Eigenschwingungen mit abschnittsweise unterschiedlichen Frequenzen oder kurzzeitigen Abfolgen angestoßener Eigenschwingungen mit plötzlicher Veränderung der Eigenfrequenz und Rückkehr zum Ausgangsniveau. Die Spektren zeigen deshalb neben ZHs auch Seitenbänder um die Eigenfrequenzen herum.

3.2.3 Spiel

3.2.3.1 Einordnung der wichtigsten Effekte

Aufgrund fertigungsbedingter Toleranzen und wegen der notwendigen Schmierspalte (allgemein werden Gleitlager in der Spielpaarung H7/g6 ausgelegt) ist Spiel in Gleitlagern und -führungen stets vorhanden. Damit ist eine zusätzliche Relativbewegung zwischen den Gelenkelementen möglich, und es kann zu Kontaktverlusten und Anlagewechseln kommen, die zu unerwünschten Stoß- und Schwingungserscheinungen führen.

Bei verschiedenen Betriebsarten ist Spiel an unterschiedlichen Merkmalen zu erkennen. Im quasistatischen Betrieb, also bei langen Zykluszeiten gegenüber der Schwingungsdauer der untersten Eigenfrequenz der Maschine, können in einigen Stellungen ruckartige Abschnitte in den ansonsten glatten Verläufen der Übertagungsfunktionen beobachtet werden. In Umkehrlagen kann es zum kurzen Verharren von Getriebegliedern kommen, wobei sich eine Beschleunigungsspitze anschließt, die auch Schwingungen hervorrufen kann. Bei Rasten können die Umkehrlagen bezüglich der Antriebsstellung um einen kleinen Bereich verschoben sein. Bei Anfahrvorgängen kann die Bewegung mit einem Stoß beginnen, jedoch etwas verzögert, während bei Bremsvorgängen die Schwingungen im Stillstand entstehen bzw. bei der Verzögerung angestoßene Eigenschwingungen im Stillstand ausklingen.

Im Fall schnellaufender Mechanismen können im wesentlichen zwei Effekte unterschieden werden. Der einfache *Spielstoß* tritt dabei am häufigsten auf. Durch ihn werden hauptsächlich Eigenschwingungen angeregt. Unter bestimmten Umständen kann es auch zu mehreren Stößen nacheinander kommen, den sogenannten *Mehrfachstößen.* Erhöhter Lärm und eine starke Störung des kinetostatischen Grundverlaufes sind die auffälligsten Kennzeichen.

Für bestimmte Gelenktypen sind noch weitere spezielle Effekte bekannt. So besteht bei Drehgelenken allein durch *Spielwirkung ohne Kontaktverlust* die Möglichkeit, hochfrequente Störungen zu verursachen. Spiel in Gleitführungen kann zum sogenannten *Kolbenschlag* führen, der bisher hauptsächlich bei Verbrennungsmotoren untersucht worden ist.

3.2.3.2 Spielstoß

- **Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Der Spielstoß kann fast an allen kinematischen Paarungen im Mechanismus auftreten. Er ist vorrangig bei Koppelgetrieben zu beobachten, aber auch Kurvengetriebe, Gleitführungen und Zahnradpaarungen sind davon betroffen. Bei den meisten Mechanismen kommt es nur an wenigen Stellen im Zyklus zum Kontaktverlust, nicht selten muß auch erst eine bestimmte Vorspannkraft überwunden werden. Beim erneuten Kontakt werden durch den Auftreffstoß Eigenschwingungen anregt. Im Gegensatz zum Mehrfachstoß bleibt anschließend der Kontakt erhalten. Die Schwingungen können den kinetostatischen Grundverlauf wesentlich übersteigen, klingen aber meist innerhalb einer Periode wieder ab. Sie sind in der Regel nicht nur in der Nähe der Spielpaarung zu beobachten, sondern an allen Getriebegliedern und im Gestell.

- **Zur theoretischen Behandlung**

Mit diesem Phänomen beschäftigten sich sehr viele Veröffentlichungen. Effekte speziell an Koppel- und Schubkurbelgetrieben wurden z.B. von Hain [57], Auersperg [1], Rose/Bailer [115], Spensberger [127], Kriese [87] u.v.a. untersucht. Bei kraftschlüssigen Kurvengetrieben,

wie z.B. bei Tränkner [137], Huijun/Yi [69], Sadek/Daadbin [119], Osman et al. [107] ist typisch, daß Spielstöße erst ab Drehzahlen auftreten, bei denen die Vorspannkräfte überwunden werden. Ein ähnlicher Effekt wurde auch von Dresig/Vul'fson in [36] am Abtrieb einer Heftmaschine beschrieben, bei dem das Schubglied erst bei höheren Drehzahlen abhob. Störungen durch Spielstöße infolge von Anlagewechseln im Umlaufrädergetriebe einer Baumwollkämmaschine führten bis hin zum Bauteilbruch, Zschieschang [159].

Ähnliche Effekte ergeben sich auch an Zahnradgetrieben, die häufig in Kombination mit Mechanismen betrieben werden, und ebenfalls bei der Ursachenermittlung mit einzubeziehen sind. Möglichkeiten der Modellierung und automatischen Erkennung dieser Spielstöße bei periodischen Lasten sind z.B. bei Sarkar et al. [120] oder Stein et al. [128] zu finden, wobei auch die mittels Hilbert-Transformation erzeugte Hüllkurven ausgewertet wurden.

Ausführliche analytische Betrachtungen zur dynamischen Wirkung des Spiels sind u.a. bei Dresig/Vul'fson [34, 35, 36] und Lüder [94] zu finden. Ausgangspunkt sind Betrachtungen, bei denen nach dem Kontaktverlust bei kinematischen Paaren in der "Flugphase" eine Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Antriebs- und Abtriebsseite entsteht. Die Geschwindigkeitsdifferenz in "Flugrichtung" verursacht beim erneuten Kontakt den als Spielstoß bezeichneten Geschwindigkeitssprung.

Soll Spiel in allen Paarungen gleichermaßen berücksichtigt werden, z.B. wenn die Masse gleichmäßig auf alle Getriebeglieder verteilt ist, so bedeutet das einen hohen modell- und rechentechnischen Aufwand, wie z.B. bei Hammerschmidt [61], der das System von Bewegungsgleichungen eines spielbehafteten Koppelgetriebes numerisch integrierte. Heute ist es zwar möglich, viele Kontaktstellen bei einfachen Kontaktgeometrien insbesondere auch im Zusammenhang mit Reibung mittels Mehrkörpersystemen zu berücksichtigen, wie u.a. in den Arbeiten zur Kontaktmechanik von Glocker [52] und Klisch [83] gezeigt wurde, jedoch scheitert die Anwendung solcher Modelle meist an der Vielzahl unbekannter Parameter.

Bei Mechanismen mit Massekonzentration am Abtrieb oder bei wenig veränderlichen Gelenkkraftrichtungen ist eine Vereinfachung durch die Zusammenfassung aller Einzelspiele zu einem reduzierten Gesamtspiel häufig gerechtfertigt. Viele Berechnungen basieren auf dieser Annahme, die somit auf ein einfaches Berechnungsmodell führt, [34], [127].

Noch einfacher wird es, wenn man von einem konstanten, stellungsunabhängigen Spiel ausgeht, wie z.B. in [94], Zschieschang/Rockhausen [158] oder bei Kaltofen/Rockhausen [75], vgl. auch Abb. 3.10. Die zwei letztgenannten Arbeiten zeigen, daß es bei der Analyse von Schwingungsursachen vor allem auf die Modellierung des Spiels an der richtigen Position im Mechanismus und erst in zweiter Linie auf die exakte oder gar stellungsabhängige Dimensionierung ankommt.

- **Zum Signalmodell: Spiel im elastischen Abtrieb**

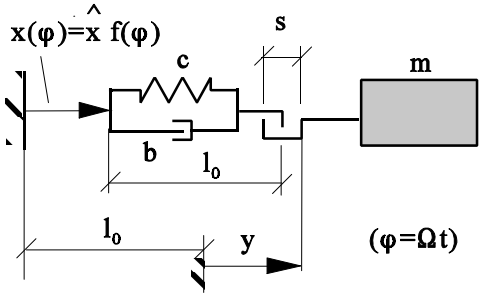


Abbildung 3.10: Minimalmodell: Spiel im elastischen Abtrieb

Abb. 3.10 zeigt das Minimalmodell für Spiel im elastischen Abtrieb. Als kinematische Erregung wird die Abtriebsfunktion $x(\varphi)$ des inelastischen spielfreien Mechanismus vorgegeben. Zur dimensionslosen Darstellung der Bewegungsgleichungen wird die Bezugslänge $\hat{x}$ benutzt, die den maximalen kinematischen Hub am Abtrieb darstellt. Es ist zweckmäßig, $x(\varphi)$ als Produkt von $\hat{x}$ mit

einer dimensionslosen periodischen Funktion $f(\varphi)$ zu betrachten. Mit

$$x(\varphi)=\hat{x}f(\varphi),\ \varphi=\Omega t,\ (\ )'=\frac{d(\ )}{d\varphi},\ \xi=\frac{y}{\hat{x}},\ s_b=\frac{s}{\hat{x}},\ \omega_0^2=\frac{c}{m},\ \eta=\frac{\Omega}{\omega_0},\ \vartheta=\frac{b}{2m\omega_0},\ \ldots \tag{3.14}$$

folgt unter Vernachlässigung von Kriechvorgängen ($\vartheta \ll 1$) während der Flugphase die stückweise lineare Bewegungsgleichung:

$$\xi'' \begin{cases} = -\frac{1}{\eta^2}(\xi - f(\varphi)) - 2\frac{\vartheta}{\eta}(\xi' - f'(\varphi)) & \text{für } (\xi - f(\varphi)) < 0 \quad \text{Kontakt links} \\ = 0 & \text{für } 0 \le (\xi - f(\varphi)) \le s_b \quad \text{Freiflug} \\ = -\frac{1}{\eta^2}(\xi - f(\varphi) - s_b) - 2\frac{\vartheta}{\eta}(\xi' - f'(\varphi)) & \text{für } (\xi - f(\varphi)) > s_b \quad \text{Kontakt rechts} \end{cases} \tag{3.15}$$

- **Zu den Merkmalen der Signale**

Als gemeinsames Kennzeichen im Zeitbereich fallen laut Abb. 3.11 die nach den Vorzeichenwechseln der Beschleunigung angeregten Eigenschwingungen auf, denen ein kurzer Bereich der "Flugphase" vorausgeht, in dem die Beschleunigung null ist. Typisch ist auch, daß das jeweils erste Halbintervall der Eigenschwingung gleichgerichtet ist mit dem kinetostatischen Grundverlauf. Sind diese im nächsten Halbintervall entgegengesetzt, so kann es zum erneuten Abheben und anschließenden Mehrfachstößen kommen, [94]. Für $\eta = 0.05$ und $s_b = 6*10^{-5}$ tritt gerade dieser Grenzfall ein.

Mit dem Spiel nehmen erwartungsgemäß die Zusatzschwingungen zu. Die Intensität der Anregung wächst aber nur linear mit η, vgl. auch Gl. (3.19), Abschn. 3.2.5, wodurch mit η die Amplituden der Zusatzbeschleunigungen relativ zur Grundbeschleunigung abnehmen. Weitere Parameterstudien finden sich auch in [94].

Häufig fehlen in gemessenen Verläufen einige dieser Merkmale, obwohl plötzlich Eigenschwingungen angeregt werden. Mögliche Ursachen dafür sind, daß Spielstöße nicht in Meßrichtung oder an benachbarten Gliedern erfolgen, oder Reibstöße, technologische Stöße und Unstetigkeiten vorliegen.

Die Spektren in Abb. 3.12 weisen lediglich Anteile bei kΩ auf und zeigen als charakteristisches Merkmal eine Seitenbandfamilie um die Eigenfrequenz herum. Der Seitenbandcharakter nimmt mit wachsendem η ab. Die lineare Abhängigkeit der Amplitude von η läßt sich im Vergleich der Spektren aufgrund der Seitenbänder gar nicht exakt nachweisen. Somit liefert auch ein Wasserfalldiagramm keine zuverlässigen Aussagen bezüglich dieser Abhängigkeit.

In Abb. 3.13a,b,c sind TFRs für ein ab der 8. Harmonischen hochpaßgefiltertes Signal aus Abb. 3.11 dargestellt. Es sind plötzlich auftretende Höhenrücken konstanter Frequenz mit jeweils abnehmender Tendenz entsprechend der gedämpften Schwingungen zu erkennen. Bei plötzlichen Ereignissen kommt es infolge des für Impulse typischen breiten momentanen Spektrums zu einer "Aufweitung" der Höhenrücken in Frequenzrichtung. Damit besteht zwar eine Möglichkeit zur Bestimmung der Startzeitpunkte der Ereignisse, dies ist aber auch der Grund für das zusätzliche Auftreten vieler "innerer" Kreuzterme.

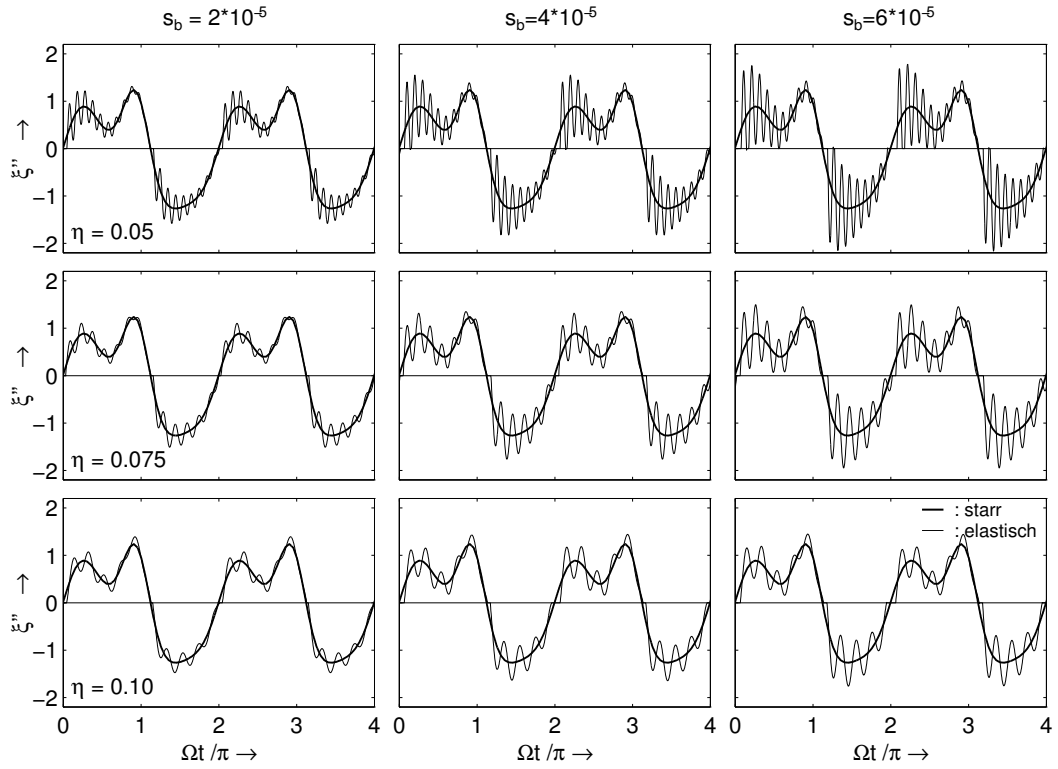


Abbildung 3.11: Berechnete Beschleunigungsverläufe bei Spielstoß; Variation von η und s_b für ϑ = 0.06

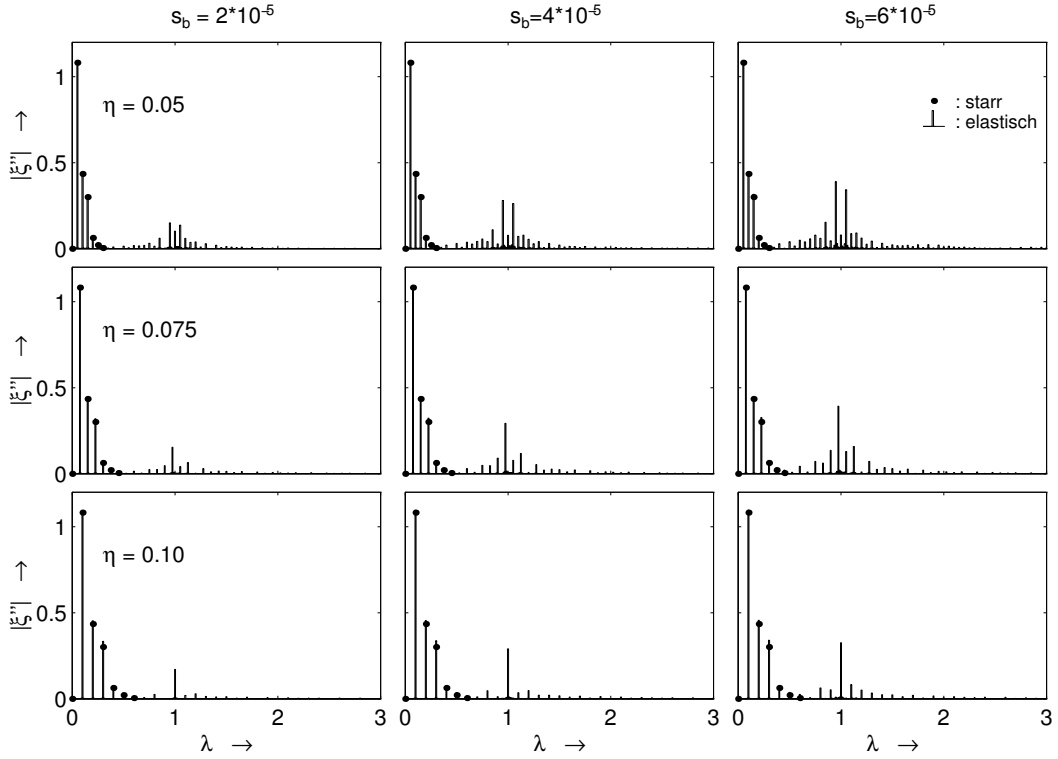


Abbildung 3.12: Spektren der berechneten Beschleunigungsverläufe bei Spielstoß aus Abb. 3.11

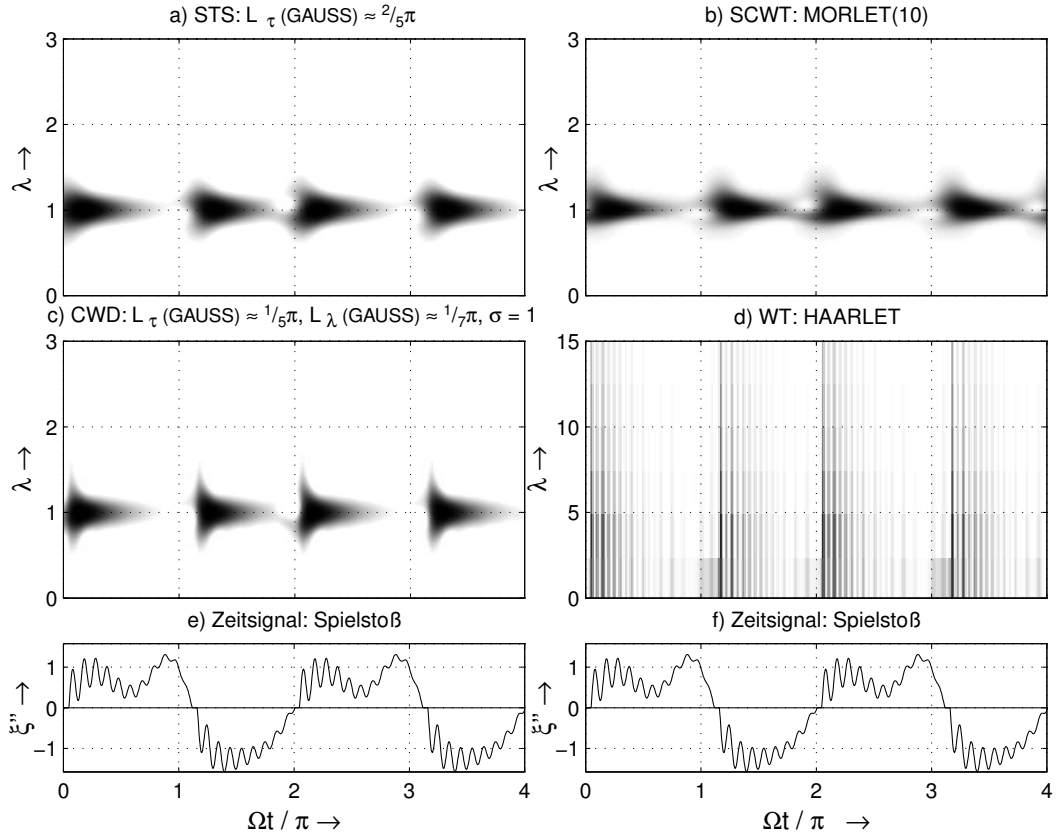


Abbildung 3.13: TFRs eines berechneten Beschleunigungsverlaufes bei Spielstoß; Variante: η= 0.05, $s_b = 2 * 10^{-5}$, $\vartheta = 0.06$ aus Abb. 3.11

Die CWD liefert bei relativ kurzen Fenstern eine gut interpretierbare Darstellung. Bei STS und SCWT mit Morlets dagegen sind diese nicht so scharf. Bei der SCWT können bei größerem Morlet-Parameter die Frequenzen noch besser lokalisiert werden, es nehmen aber gleichzeitig die Interferenzen zu, die sogar eine Frequenzverschiebung "vortäuschen" können. Dies ist auch bei den anderen Methoden bei einer Fenstervergrößerung zu erwarten. Probleme bei der Interpretation solcher Ereignisse ergeben sich auch im Zusammenhang mit den abklingenden Schwingungen, da die immer kleiner werdenden Schwingungsanteile gegenüber den großen Anfangsamplituden in den Darstellungen optisch nicht mehr erfaßt werden. So kann das charakteristische Merkmal mitunter auch nur schwer gefunden werden. Auswertungen mit anderen Skalierungen oder Suche nach den Maxima müssen dann zusätzlich genutzt werden.

Aufgrund des Hochfrequenzverhaltens des Haarlets ist es für die Analyse plötzlicher Ereignisse besonders gut geeignet. Abb. 3.13c zeigt die Transformation des ungefilterten Signals bis zum Wert $\lambda = 15$. Zwar ist so eine echte Zeit-Frequenz-Lokalisierung nicht möglich, doch können die Unstetigkeitsstellen im Zeitverlauf anhand der scharfen Höhenrücken in Frequenzrichtung ermittelt werden.

3.2.3.3 Mehrfachstöße

• Beschreibung des Effektes / Signalherkunft

Der wesentliche Unterschied zum normalen Spielstoß besteht darin, daß unter bestimmten Voraussetzungen im Anschluß an den ersten Stoß weitere folgen können. Die dabei auftretenden Stoßfolgen werden treffend mit "Tischtennisball-Effekt" charakterisiert. Von Mehrfachstößen können prinzipiell die gleichen Baugruppen betroffen sein wie beim einfachen Spielstoß. Besonders anfällig sind jedoch steife oder mit relativ großem Spiel behaftete Mechanismen. Mehrfachstöße rufen meist bedeutend intensivere Zusatzschwingungen im Vergleich zum einfachen Spielstoß hervor. Sie gelten zudem als wesentliche Lärmquelle. Prinzipiell ist es daher wichtig, nach einem unvermeidlichen Spieldurchlauf den erneuten Kontaktkraftverlust zu vermeiden.

• Zur theoretischen Behandlung / Literatur

Mit Mehrfachstößen und Kriterien zu deren Vermeidung beschäftigten sich z.B. Pödör/Sályi [112], Spensberger [127], Dresig/Vul'fson [35, 36], Lüder [94], Kaltofen [74] u.a. In letzterer Arbeit wird in Erweiterung zum Minimalmodell nach Abb. 3.10 beachtet, daß das Abtriebsglied während des Spieldurchlaufes ebenfalls schwingungsfähig ist.

Die Vermeidung des erneuten Kontaktverlustes nach einem Spieldurchlauf ist möglich, wenn der kinetostatische Kraftverlauf in der Nähe der Spielstelle so schnell wächst, daß die Kontaktkraft nach dem Spieldurchlauf ihr Vorzeichen beibehält [36]. Unter dem Aspekt möglichst geringer Anregung von Zusatzschwingungen durch Spielstöße ist danach ein möglichst geringer Betrag der Lagefunktion 3. Ordnung in der Nähe des Spieldurchlaufes wichtig. In [94] wird hingegen gezeigt, daß dieser Wert auch nicht zu klein sein darf, damit der Kontakt nicht verloren geht. Kritisch ist die 2. Halbperiode der nach dem ersten Spieldurchlauf angeregten Eigenschwingungen, da dann kinetostatischer bzw. -elastischer und Eigenschwingungsanteil im allgemeinen unterschiedliche Vorzeichen besitzen, und ein erneuter Verlust der Kontaktkraft möglich ist. Dies kann bis zum Anschlag auf der Gegenseite führen. Die wichtigsten Einflußgrößen sind die Lagefunktion in der Spielstelle, die Abstimmung und die Spielgröße.

• Zum Signalmodell: Spiel im elastischen Abtrieb (Mehrfachstöße)

Als Minimalmodell zur Beschreibung von Mehrfachstößen kann das in Abschnitt 3.2.3.2, Abb. 3.10 verwendete Modell mit den zugehörigen Gleichungen und der selben kinematischen Erregung übernommen werden. Lediglich die Parameter Spiel und Abstimmung werden passend verändert.

• Zu den Merkmalen der Signale

Das typische Kennzeichen der Mehrfachstöße wird in der Abbildung 3.14 deutlich. Es kommt zu auffälligen Beschleunigungsspitzen. Die kinematischen Beschleunigungsverläufe werden dabei um ein Mehrfaches überschritten, wobei der tatsächliche Beschleunigungsverlauf mit abnehmendem η immer weniger dem kinematischen folgt. Der charakteristische Tischtennisball-Effekt mit der sinkenden Stoßzeitfolge bei gleichzeitig abnehmender Impulsspitze ist zu erkennen.

In der Diskussion zu Abb. 3.11 wurde bereits auf den Einfluß von η und s_b hingewiesen. Der Grenzbereich zum Übergang zu Mehrfachstößen wurde dort schon erreicht. Sowohl die Erhöhung von η als auch die Verringerung des Spiels führen zur Verminderung der Mehrfachstöße.

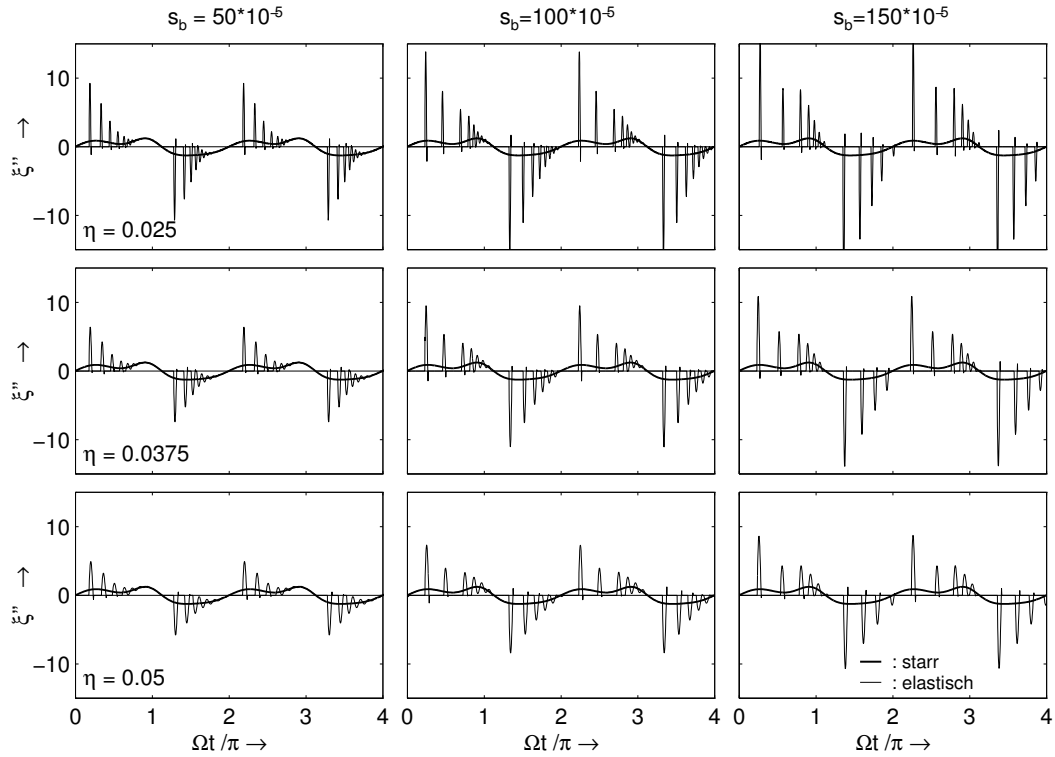


Abbildung 3.14: Berechnete Beschleunigungsverläufe bei Mehrfachstoß; Variation von η und s_b für $\vartheta = 0.06$

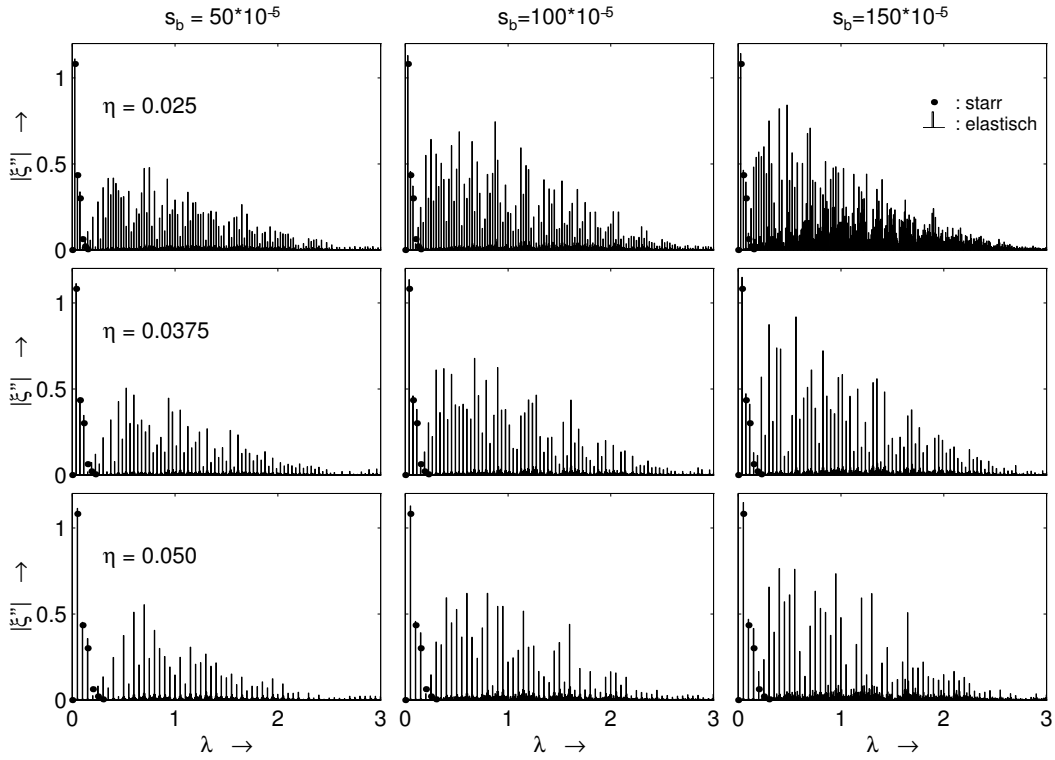


Abbildung 3.15: Spektren der berechneten Beschleunigungsverläufe bei Mehrfachstoß aus Abb. 3.14

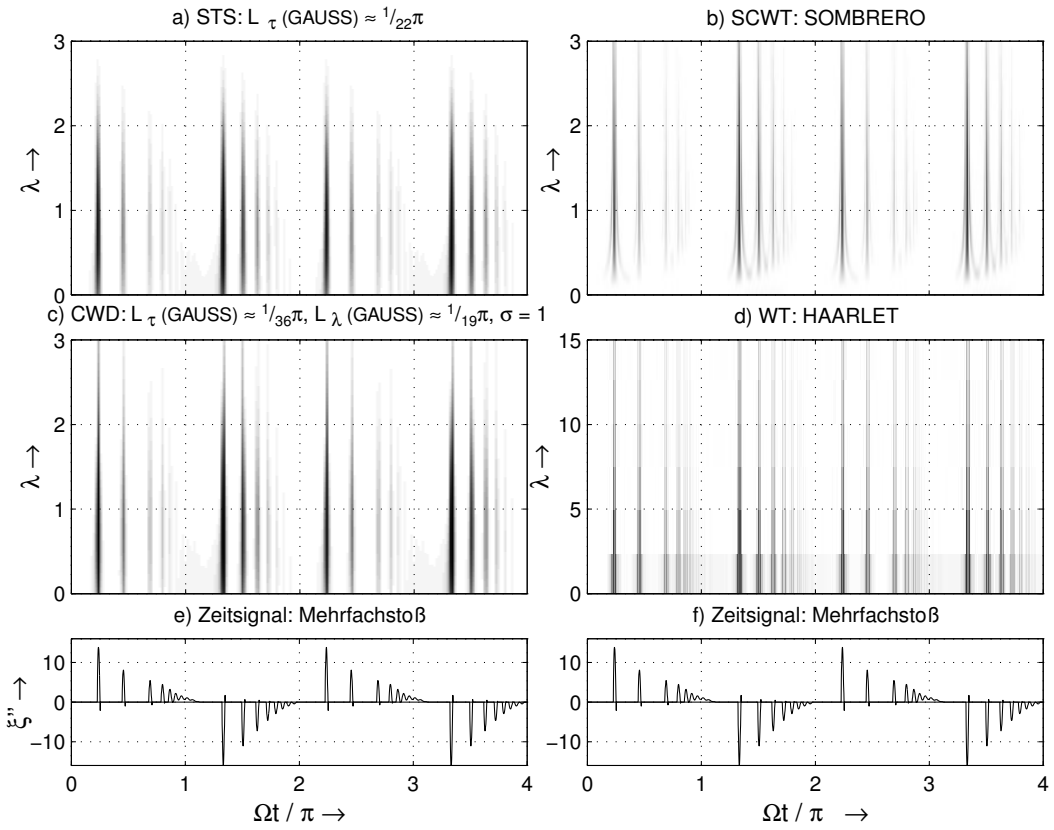


Abbildung 3.16: TFRs eines berechneten Beschleunigungsverlaufes bei Mehrfachstößen; Variante $\eta = 0.025$, $s_b = 100 * 10^{-5}$ und $\vartheta = 0.06$ aus Abb. 3.14

Die zugehörigen Spektren in Abb. 3.15 sind unstrukturiert und dicht besetzt. Die Eigenfrequenz des spielfreien Systems kann in keinem der Fälle dem Spektrum entnommen werden. Das Ansteigen fast sämtlicher Spektrallinien bei Erhöhung des Spiels ist auf den zunehmenden Impulscharakter der Ereignisse zurückzuführen.

Die Darstellungen in der Zeit-Frequenz-Ebene in Abb. 3.16 verdeutlichen, daß eigentlich keine richtige Zeit-Frequenz-Lokalisierung möglich ist. Interpretierbare Ergebnisse ergeben sich nur bei extrem kurzen Fenstern. Abb. 3.16b zeigt die Wavelet-Transformation mit dem Sombrero-Wavelet, das aufgrund seiner Form besonders zum Nachweis lokaler Extremstellen geeignet ist, vgl. Louis et al. [92]. Ein ähnliches Ergebnis wäre z.B. auch mit dem Morlet(3) zu erzielen.

3.2.3.4 Spielwirkung ohne Kontaktverlust in Drehgelenken

- **Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Bei dieser Erscheinung, die bei spielbehafteten Drehgelenken beobachtet werden kann, kommt es auch ohne Kontaktverlust im Gelenk zur Anregung hochfrequenter Schwingungen, die bis in den Kilohertz-Bereich reichen können. Als Auslöser wird allgemein ein pulsierender Verlauf der Eigenfrequenz des Schwingungssystems Lagerschale-Bolzen angesehen, der durch eine ein Minimum durchlaufende und dabei schnell drehende Kontaktkraft im Gelenk hervorgerufen wird. Es kommt zu einer impulsartigen Anregung von Pendelschwingungen um den spielfrei ermittelten Kontaktkraftverlauf im Gelenk, die je nach Intensität auch den unerwünschten

Kontaktverlust nach sich ziehen können. Die Größe der Schwingungen hängt von vielen Einflüssen, u.a. von Reibung, Dämpfung, Drehzahl und nicht zuletzt von der Größe des Spiels ab.

- **Zur theoretischen Behandlung / Literatur**

Auf diesen Effekt wurde man Anfang der 70er Jahre im Zusammenhang mit der Suche nach den Bedingungen aufmerksam, die zum Kontaktverlust in Gelenken führen, z.B. durch Arbeiten von Fawcett/Burdes [42], Earles/Wu [40], Sergejew/Judin [125], Earles/Kilicay [39], Grand/Fawcett [54, 55]. Einen Überblick über die wichtigsten Arbeiten bis 1980 findet man bei Haines [58] und bis etwa 1984 bei Stelzmann [129]. Wichtige Impulse gingen dabei vom Kriterium nach Earles/Wu [41] und der Theorie von Haines [59] aus, wobei die Entwicklung bis heute nicht abgeschlossen ist, z.B. Zhe et al. [153, 154] oder Sereviratne/Earles [124].

Erste Experimente zeigten, daß sich der Gelenkkraftverlauf des spielfreien Mechanismus zur Bestimmung des Kontaktverlustes eignet, daß kritische Bereiche bei schneller Abnahme und Richtungsänderung der Kontaktkraft vorlagen, daß aber das aus dem spielfreien Modell folgende Kontaktverlustkriterium ungeeignet war, da trotz rechnerisch positiver Kontaktkraft Kontaktverluste beobachtet werden konnten. Im Rahmen dieser Arbeiten wurde bewiesen, daß es in den Bereichen schnell drehender minimaler Kontaktkräfte zu einer impulsartigen Anregung von hochfrequenten Pendelschwingungen um die spielfrei ermittelten Größen kommen kann, die auch zu Kontaktverlust führen können, da sie die Kontaktkraft selbst beeinflussen.

Die Simulation des Effektes gelingt prinzipiell durch die Einführung eines zusätzlichen Freiheitsgrades in Form eines masselosen Zusatzgliedes, wobei weitere Modellvarianten durch Berücksichtigung von Glied- und Gelenkelastizitäten entstanden, z.B. Bengisu et al. [7], Dubowski/Gardener [37], Morita et al. [102], Sergejev/Judin [125] sowie [40, 41, 55] u.v.a.m.

Tanuwidjaja [132] nutzte ein spezielles ebenes FE-Modell mit Kontaktsteifigkeiten und Spiel im Gelenk (2,3) eines Schubkurbelgetriebes. Interessant ist die dort gezeigte typische Bahn des Kontaktpunktes. Solche Verläufe konnten auch meßtechnisch nachgewiesen werden [34, 55]. Von Dubowski et al. [38] wurde ebenfalls ein FE-Programm vorgestellt, in dem elastische Glieder bei räumlichen spielbehafteten Mechanismen berücksichtigt werden können.

Ein Programm zur Analyse ebener starrer Mechanismen mit fast beliebiger Struktur und einem spielbehafteten Drehgelenk wurde von Stelzmann in [130] vorgestellt. Am linearen Modell wurde gezeigt, daß die Effekte hochfrequenter Relativbewegungen zwischen Bolzen und Lagerschale durch die schnelle Änderung der reduzierten Kraft im Bereich minimaler Kontaktkraft erklärt werden können, was auch als parametrischer Impuls aufgefaßt werden kann. Die üblicherweise schlecht zu bestimmende Dämpfung hat einen großen Einfluß auf die Lösung, und Reibung kann zu Effekten der Selbsterregung führen, was die Vorhersage des Kontaktverlustes erheblich erschwert. Die Simulationsbeispiele zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen aus [132], oder mit Messungen von Furuhashi/Morita [46].

Ähnliche Aussagen sind auch bei Vul'fson/Preobrazhenskaya [143] in einer Auswertung von Untersuchungen an einem elastischen ebenen Schubkurbelgetriebe zu finden. Es wird auf den parametrischen Impuls, bzw. auf die Pulsation der Eigenfrequenz als Erregerursache hingewiesen. Diese Impulse können unter bestimmten Voraussetzungen intensive Schwingungen hervorrufen, bei denen die maximalen Schwingungen erst wesentlich später als der auslösende Impuls auftreten. In [144, 145] wurden die Untersuchungen auf räumliche elastische spielbehaftete viergliedrige Mechanismen mit Dämpfung ausgedehnt, wobei letzterer Arbeit mehr als 80 Varianten zugrunde liegen. Die Parameterstudien zeigen, daß das Maximum der angeregten untersten Frequenz durch die unterste Eigenfrequenz des spielfreien elastischen Mechanismus

bestimmt wird und daß die Pulsation der Frequenz mit zunehmender Nachgiebigkeit der Gelenke abnimmt, während die minimale Frequenz von elastischen Eigenschaften der Gelenke so gut wie unabhängig ist.

Daß ein solcher Effekt auch bei Wälzlagern auftreten kann, wurde von Zientz in [155] anhand von Berechnungen des sogenannten Ablenkwinkels, der die Abweichung des Innenringmittelpunktes von der Belastungsrichtung beschreibt, gezeigt. Zusätzlich zur Drehung der Gelenkkräfte kommen auch Effekte aus der Drehung des Wälzkörpersatzes hinzu, die eine Minderung der hochfrequenten Schwingungen hervorrufen. Bei der Bewertung wurden allerdings keinerlei Zusammenhänge zu den oben genannten Quellen oder ähnlichen Arbeiten erwähnt.

- **Zum Signalmodell: Spielwirkung ohne Kontaktverlust in Drehgelenken**

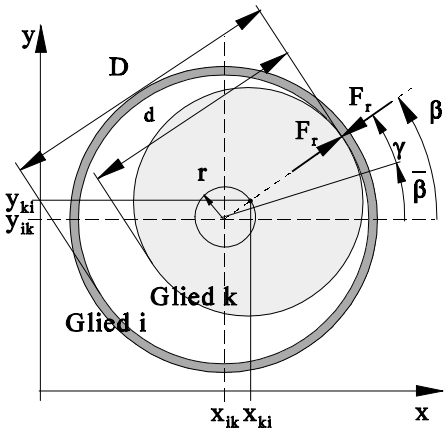


Abbildung 3.17: Spielbehaftetes Drehgelenk

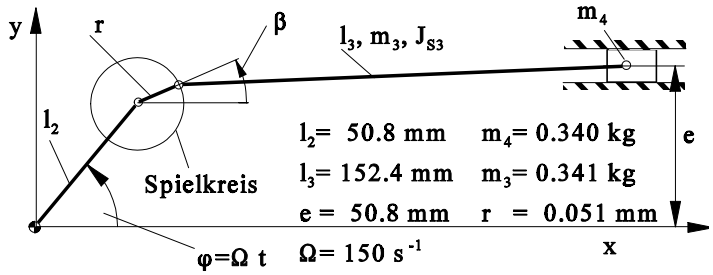


Abbildung 3.18: Modell einer Schubkurbel mit masselosem Glied aus [132] bzw. [130]

Ausgangspunkt für die Betrachtungen ist ein Drehgelenk mit Spiel nach Abb. 3.17, wobei der tatsächliche Kontaktwinkel β mit γ um den spielfrei ermittelten Winkel $\bar{\beta}$ schwanken soll. Solange die Kontaktkraft positiv ist, befinden sich Lagerschale und Bolzen in Kontakt. Zur Modellierung dieses Falls wird ein zusätzliches masseloses Glied eingeführt. Die Herleitung der Gleichungen kann der bereits zitierten Literatur entnommen werden. Abb. 3.19a zeigt die mit dem nichtlinearen Modell berechneten Verläufe der Kontaktkraft und des Pendelwinkels für das in [132, 130] behandelte Getriebe mit den Abmessungen nach Abb. 3.18.

Dieser Kontaktkraftverlauf ist meßtechnisch nur schwer zugänglich, wirkt sich aber auf die anderen Glieder des Mechanismus aus. Abb. 3.19b zeigt deshalb den am Abtriebsglied 4 berechneten zugehörigen Beschleunigungsverlauf in x-Richtung mit $\xi'' = \ddot{x}_4/(\hat{x}_4\Omega^2)$.

Zum Vergleich sind in Abb. 3.19c die Verläufe der Koeffizienten der in [130,33,34] beschriebenen linearisierten DGL (3.16) des Systems Bolzen-Lagerschale nach Stelzmann dargestellt. Die Koeffizienten ergeben sich aus den verallgemeinerten Massen, die von β und dem Antriebswinkel φ abhängen. Somit liegt formal ein System mit Parametererregung vor.

$$m_\gamma \ddot{\gamma} + b_\gamma \dot{\gamma} + c_\gamma \gamma = Q_\gamma \tag{3.16}$$

Der Verlauf der Koeffizienten m_γ und c_γ über dem Kurbelwinkel nimmt genau dann Extremwerte an, wenn die Kontaktkraft im Gelenk minimal wird. Die Eigenkreisfrequenz des Systems Bolzen-Lagerschale sinkt in diesem Moment stark ab und es kommt plötzlich zu einem starken Anwachsen des Pendelwinkels γ und anschließenden Schwingungen. Während der Verlauf des Pendelwinkels γ durchaus für Parametererregung typisches Verhalten zeigt, ähnelt der Kraftverlauf manchmal einer plötzlich angeregten Eigenschwingung mit zunehmender Frequenz ent-

sprechend dem anschließend wieder ansteigenden Verlauf der Eigenkreisfrequenz ω_γ. Deutlich ist die starke Änderung der reduzierten Kraft Q_γ zu erkennen, die als Auslöser der Schwingungen gilt [130]. Diese Änderung fällt umso krasser aus, je kleiner das Kraftminimum ist. Im Bereich minimaler Kontaktkraft kommt es zu einer starken Änderung der Kontaktwinkelgeschwindigkeit und -beschleunigung. Gerade der Beschleunigungsverlauf bestimmt hier den Verlauf von Q_γ und sorgt für die scharfe Änderung.

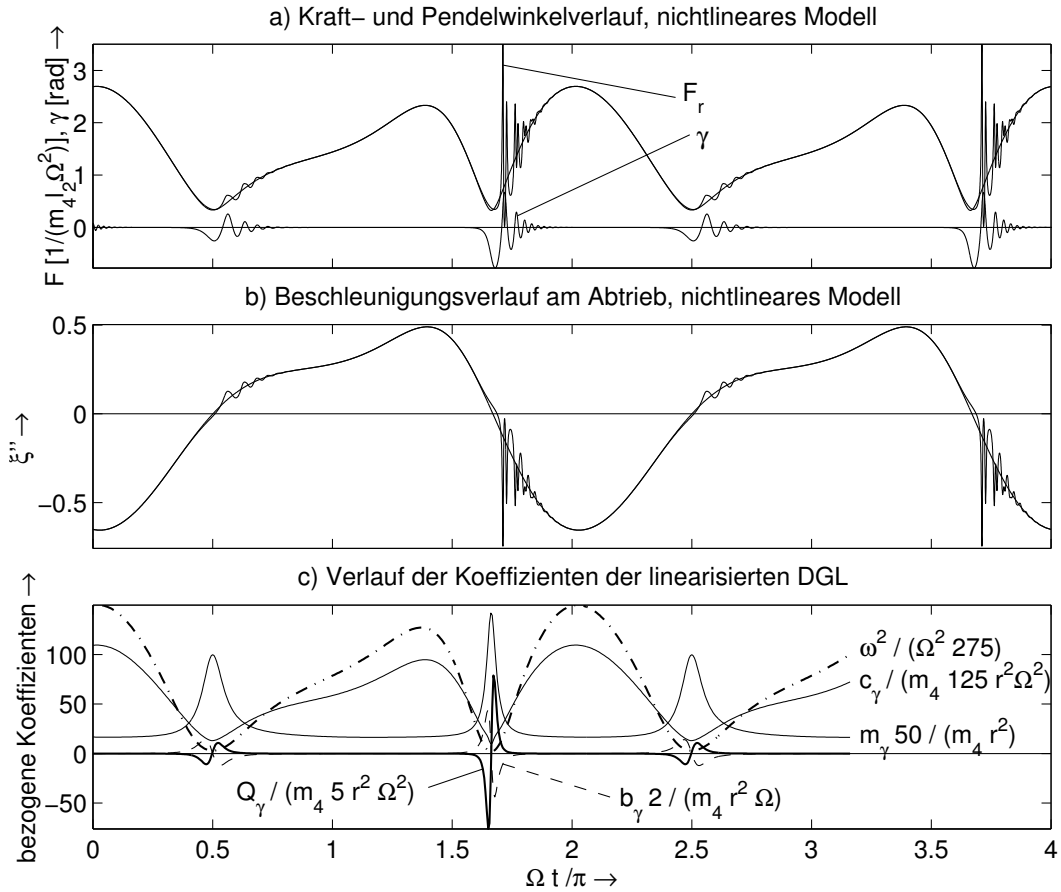


Abbildung 3.19: Berechnungsergebnisse für das exzentrische Schubkurbelgetriebe nach Abb. 3.18; a),b) Ergebn. nichtlin. Modell mit masselosem Zusatzglied; c) Koeffizienten nach Stelzmann [130]

- **Zu den Merkmalen der Signale**

Im Zeitverlauf fallen die impulsartig angeregten, häufig sehr hochfrequenten, aber meist schnell wieder abklingenden Schwingungen deutlich auf. Bei höheren Drehzahlen können an diesen Stellen auch Spielstöße angeregt werden (entspricht $F_r<0$).

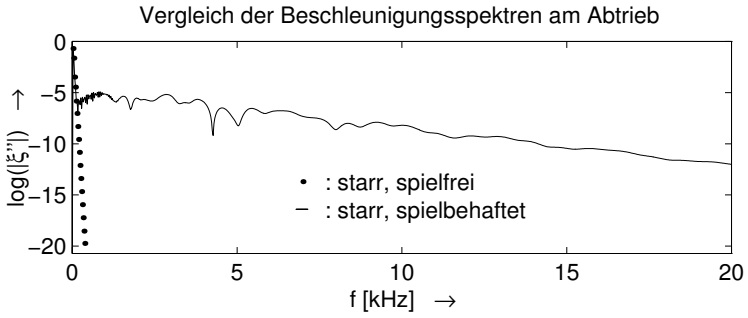


Abbildung 3.20: Spektren der berechneten Beschleunigungsverläufe aus Abb.3.19b

Abb. 3.20 zeigt die Spektren der kinematischen und der mit dem nichtlinearen Modell entsprechend Abb. 3.19b berechneten Beschleunigungen. Die Loga-

rithmierung verdeutlicht, daß viele ZH bis in hohe Frequenzbereiche entstehen, deren Anteile jedoch sehr klein gegenüber den BH sind. Dies deckt sich auch mit den in der Literatur gezeigten Spektren z.B. Horie/Funabashi [67], Stelzmann [130]. Je kleiner das Spiel ist, desto hochfrequenter werden die Störungen. Gleichzeitig verringern sich die Schwingungsamplituden, wie auch die Auswirkungen möglicher Spielstöße.

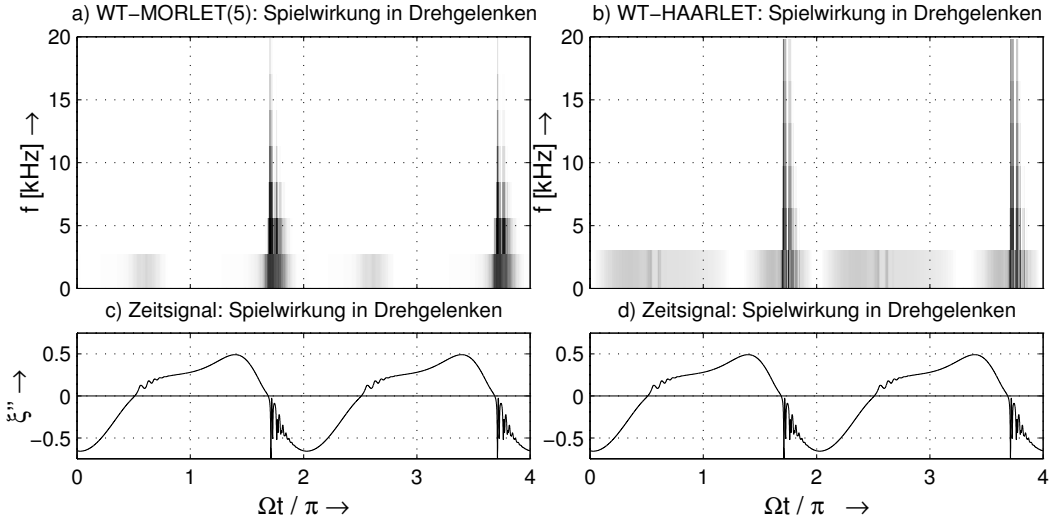


Abbildung 3.21: TFRs des mit dem nichtlinearen Modell nach Abb. 3.18 berechneten Beschleunigungsverlaufes aus Abb. 3.19b

Die Wavelet-Transformation des ungefilterten Beschleunigungssignals über eine Periode mit dem Morlet(5) in Abb. 3.21 zeigt als wesentliche Merkmale leicht schräg liegende Höhenrücken infolge der allmählich ansteigenden Frequenzen bei diesem Effekt, vgl. “Eigenfrequenz”-Verlauf in Abb. 3.19c. Je nach Ausprägung des Effektes kommen Überlagerungen mit mehreren Höhenrücken in Frequenzrichtung hinzu. Diese sorgen für die vielen hochfrequenten Anteile im Spektrum. Es ist auch zu erkennen, daß die Ereignisse nicht plötzlich, sondern “allmählich” angeregt werden.

3.2.3.5 Kolbenschlag

- **Beschreibung des Effektes / Signalherkunft**

Spiel in Gleitführungen ermöglicht Sekundärbewegungen des Gleitsteins, der sich dabei translatorisch und rotatorisch bewegen kann. Auslöser sind quer zur Primärrichtung wirkende veränderliche Kräfte am Gleitstein, die z.B. infolge der stellungsabhängigen Stützkraft entstehen. Die Folge sind Anlagewechsel und somit Stöße gegen die Gleitführung.

Ausführlich untersucht worden ist dieser Effekt bisher an Verbrennungsmotoren, weshalb man auch von Kolbenschlag spricht. Die Kolbenschläge gelten als zusätzliche Lärmquelle und erhöhen den Verschleiß und den Ölverbrauch bei Motoren.

• **Zur theoretischen Behandlung / Literatur / Merkmale**

Der Verhinderung oder Verminderung der Folgen des Kolbenschlages wird vor allem im Verbrennungsmotorenbau besonderes Interesse gewidmet. Durch experimentelle Untersuchungen wie bei Jakobs [72] konnten Kolbensekundärbewegungen sowie die Auswirkungen auf Ölfilm oder Lärmabstrahlung gemessen und die Einflüsse bestimmter konstruktiver Maßnahmen wie Desachsierung und Kolbengeometrie beurteilt werden.

Die Kolbenseitenkräfte werden hauptsächlich vom stellungs- und drehzahlabhängigem Verhältnis von Massen-, Gas- und Stützkräften des Pleuels beeinflußt. Bei niederen Drehzahlen ist näherungsweise mit zwei Anlagewechseln bei Saugmotoren, bis vier bei aufgeladenen Motoren zu rechnen. Bei höheren Drehzahlen sind ungefähr bis zu 10 möglich. Zur Ermittlung der unterschiedlichen Erregerursachen im Körperschallsignal werden bei Kamp [77] verschiedene Signalmodelle sowie die STFT eingesetzt.

Große Anstrengungen werden in der Konstruktionsphase zur Vorausberechnung der Kolbensekundärbewegung unternommen. Dabei finden verschiedene Einflußgrößen wie Gaskräfte, Massenkräfte, Reibung, Dämpfung, Kolbengeometrie usw. Berücksichtigung. Bei Chucholowski [16] ist u.a. eine Gegenüberstellung der in einigen Programmen möglichen Modellierungen enthalten. Lang berücksichtigte laut [89] in der FE-Modellierung zusätzlich noch strukturdynamische Effekte von Kolben, Bolzen und Zylinder sowie Schmierfilmreaktionen.

Im Zeitbereich sind meist mehrere (bei Motoren ca. 2-10 pro Zyklus, drehzahlabhängig) Anregungen schnell wieder abklingender Eigenschwingungen der Gleitführung zu registrieren. Aufgrund des Resonanzverhaltens der Zylinder sind diese meist sehr hochfrequent. Dabei ist nicht mit zyklostationärem Verhalten zu rechnen, die Anregung passiert nicht immer an den gleichen Stellen im Zyklus und hängt selbst noch von den momentanen Seitenkräften ab. Die Spektren sind breitbandig. In der Zeit-Frequenz-Ebene ergeben sich Höhenrücken in Frequenzrichtung entsprechend der angeregten Stöße sowie stellungsabhängige Eigenfrequenzen.

3.2.4 Reibung

• Beschreibung des Effektes / Signalherkunft

Reibung ist bei Mechanismen in den Gelenken und Lagern immer vorhanden. Sie sorgt für Erwärmung und Verschleiß der Bauteile und Gelenke, oder auch für Lärm. Bei Umformmaschinen ist der Einfluß der Reibung meist nicht zu vernachlässigen. Hier treten besonders große Lasten bei gleichzeitig sehr geringen Geschwindigkeiten auf, was zu erheblichen Belastungen in den Lagern führt.

Häufig sind Schwingungsanregungen durch Reibeffekte am Abtrieb, an ausgedehnten, mehrfach gelagerten Arbeitsorganen mit einer großen Masse, an Transportorganen und bewegten Teilen in Verbindung mit Gleitführungen zu registrieren. Es sind die zwei Schwingungsphänomene *Haft-Gleit-Übergänge (Gleiten-Haften-Gleiten)* und *Gleiten mit Richtungsumkehr* zu unterscheiden. Diese sind in unmittelbarer Nähe von Nulldurchgängen der Relativgeschwindigkeit v_{rel} sich berührender Körper möglich und beide rufen Eigenschwingungen des Systems hervor. In den Gelenken entspricht die Normalkraft der Kontaktkraft zwischen Bolzen und Lagerschale. Daraus ergibt sich jedoch eine Besonderheit bei Mechanismen, denn diese ist normalerweise stellungsabhängig und wächst in erster Näherung quadratisch mit der Drehzahl.

• Zur theoretischen Behandlung / Literatur

Mit allgemeinen Möglichkeiten der Erfassung und Behandlung von Reibung bei Mechanismen beschäftigten sich z.B. Maczyński [95] oder auch Kriese [87] im Zusammenhang mit Pressenantrieben. Als Besonderheit bei Pressenantrieben muß wegen der oft niedrigen Drehzahlbereiche die Nichtlinearität der Reibkennlinie beachtet werden. Die Stellungsabhängigkeit der Reibkräfte dagegen kann laut [95] meist vernachlässigt werden.

Bei der Ursachenanalyse von Mechanismenschwingungen ist man bestrebt, auf meist sehr einfache Modellierungen der Reibeffekte mit eindimensionaler Relativbewegung zurückzugreifen, wie bei Kaltofen/Rockhausen [75], vgl. auch Minimalmodell in Abb. 3.24. Oft genügt es, mit einem einfachen Modell für Gleiten mit Richtungsumkehr (“Reibstoß”, 1. Zeile in Gl. (3.17)) die Reibstelle zu lokalisieren. Falls aber die Bedingungen für Haften erreicht werden, entstehen wegen der Signumfunktion numerische Probleme bei der Schaltpunktsuche. Dies kann durch die Verwendung eines Modells mit Haft-Gleit-Reibung vermieden werden, bedeutet aber etwas mehr Aufwand, der bei mehreren gekoppelten Reibstellen zu rechentechnischen Problemen führen kann, Pfeiffer [111], Klisch [83].

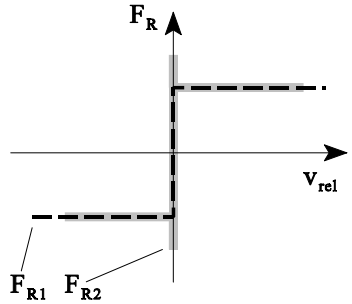


Abbildung 3.22: Reibkraft-Modellierungen

Zu den vereinfachenden Annahmen gehören auch die Reibkraftverläufe nach Abb. 3.22 mit stetigem (F_{R1}) oder unstetigem (F_{R2}) Kraftübergang. Für die Schwingungsanregung sind verschiedene Zustände im Bereich $v_{rel} = 0$ interessant. Der Zustand des Gleitens bleibt erhalten, wenn die am Körper wirkende resultierende Tangentialkraft größer als die Haftkraft ist, wobei sich Gleitrichtung und somit auch Gleitreibkraft umkehren. Der damit verbundene Beschleunigungssprung hat Eigenschwingungen zur Folge. Ansonsten findet ein Übergang vom Gleiten zum Haften statt, der ebenfalls mit einem Beschleunigungssprung einher geht. Wird die maximal mögliche Haftkraft wieder überschritten, kommt es erneut zum Gleiten. Im Fall des unstetigen Kraftübergangs (F_{R2}) entsteht ein Sprung in der Beschleunigung $\dot{v}_{rel}$, ansonsten in der Ruckfunktion $\ddot{v}_{rel}$, [83]. Beide verursachen große Zusatzschwingungen.

Haft-Gleit-Übergänge können auch als Strukturänderung angesehen werden, da die Gleitreibkraft wie eine eingeprägte Kraft entgegengesetzt zur Relativgeschwindigkeit wirkt, während die Haftkraft einer Reaktionskraft entspricht. Bei gekoppelten Reibstellen (FG>1) kann an solchen Übergängen eine Absenkung der Eigenfrequenz(-en) (Kontakt geschlossen, Körper schwingen gemeinsam) oder Anhebung (Kontakt geöffnet, Körper schwingen getrennt) erwartet werden.

- **Zum Signalmodell: Haft-Gleit-Reibung im elastischen Abtrieb**

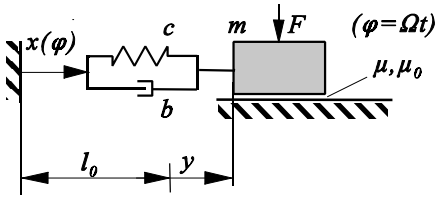


Abbildung 3.23: Minimalmodell: Mechanismus mit Reibung im elast. Abtrieb

Die dimensionslose Bewegungsgleichung (3.17) entsprechend dem Minimalmodell nach Abb. 3.24 enthält die Gleichung für den Fall Gleiten, die Haftbedingung und die Übergangszustände der Beschleunigung vom Haften zum Gleiten und umgekehrt. Zu den in Abschn. 3.2.1 eingeführten Größen kommen noch die auf die maximale statische Federkraft bezogenen Beträge der Gleitreibkraft (r_G) bzw. Haftkraft (r_H) hinzu: $r_G = \frac{\mu F_N}{m\omega_0^2 \hat{x}}$, $r_H = \frac{\mu_0 F_N}{m\omega_0^2 \hat{x}}$. Die Reibkräfte werden vereinfachend stellungsunabhängig berücksichtigt, Drehzahlabhängigkeiten sind jedoch einfach zu realisieren.

$$\xi'' \begin{cases} = -\frac{1}{\eta^2}(\xi - f(\varphi)) - 2\vartheta\frac{1}{\eta}(\xi' - f'(\varphi)) - \frac{1}{\eta^2} r_G \, sign(\xi') & \text{für } \xi' \neq 0, \text{ Gleiten} \\ \left.\begin{array}{ll} = 0 & \text{für } \left|\frac{1}{\eta^2}(\xi - f(\varphi)) + 2\vartheta\frac{1}{\eta} f'(\varphi)\right| \leq \frac{1}{\eta^2} r_H \\ > 0 & \text{für } \frac{1}{\eta^2}(\xi - f(\varphi)) + 2\vartheta\frac{1}{\eta} f'(\varphi) < -\frac{1}{\eta^2} r_H \\ < 0 & \text{für } \frac{1}{\eta^2}(\xi - f(\varphi)) + 2\vartheta\frac{1}{\eta} f'(\varphi) > \frac{1}{\eta^2} r_H \end{array}\right\} \text{und } \xi' = 0, \text{ Haften} \end{cases} \tag{3.17}$$

Dieses Modell trifft genau genommen nur auf gestellfeste reibbehaftete Gelenke zu. Andernfalls sind die Schaltbedingungen mit den entsprechenden Relativgeschwindigkeiten zu formulieren .

- **Zu den Merkmalen der Signale**

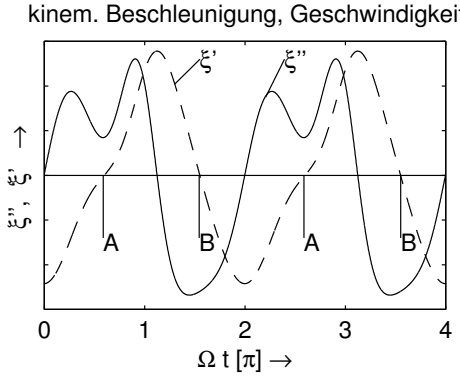


Abbildung 3.24: Kritische Stellen für Reibschwingungen

Abb. 3.25 zeigt die typischen Zeitverläufe bei verschiedenen, mit der Drehzahl quadratisch zunehmenden Reibkräften. An den in Abb. 3.25 mit A und B gekennzeichneten Stellen kommt es zu plötzlich auftretenden "Beschleunigungseinbrüchen" und anschließenden Eigenschwingungen.

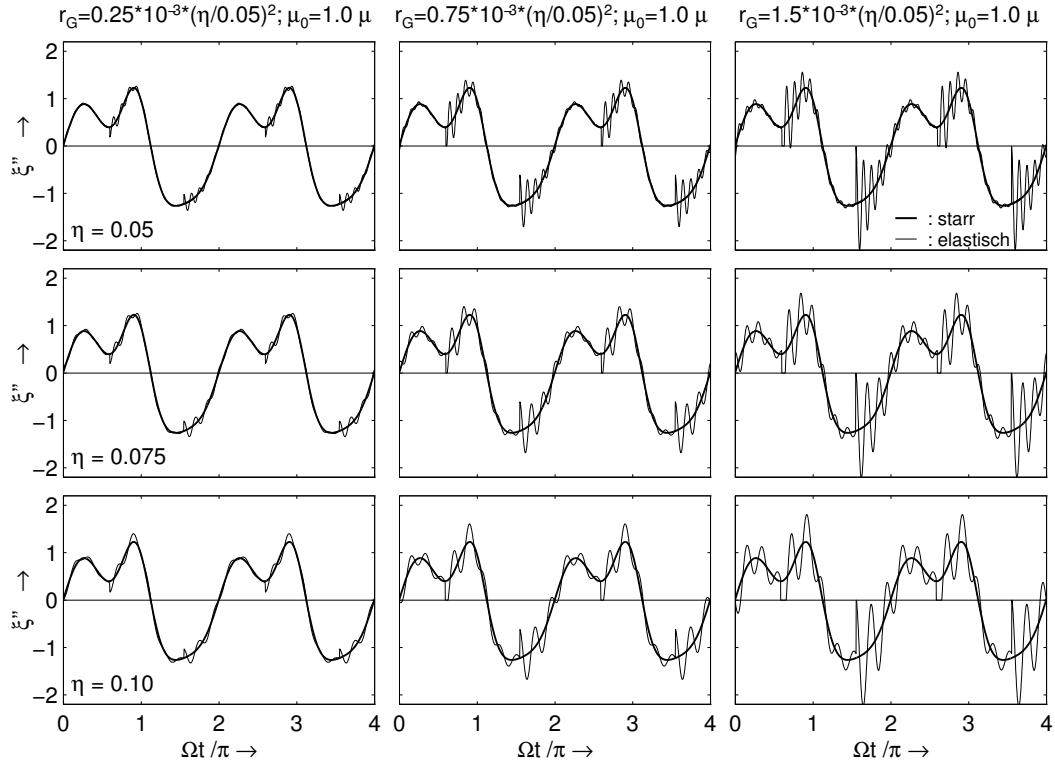


Abbildung 3.25: Berechnete Beschleunigungsverläufe bei Reibung; Variation von η und r_G für ϑ=0.06

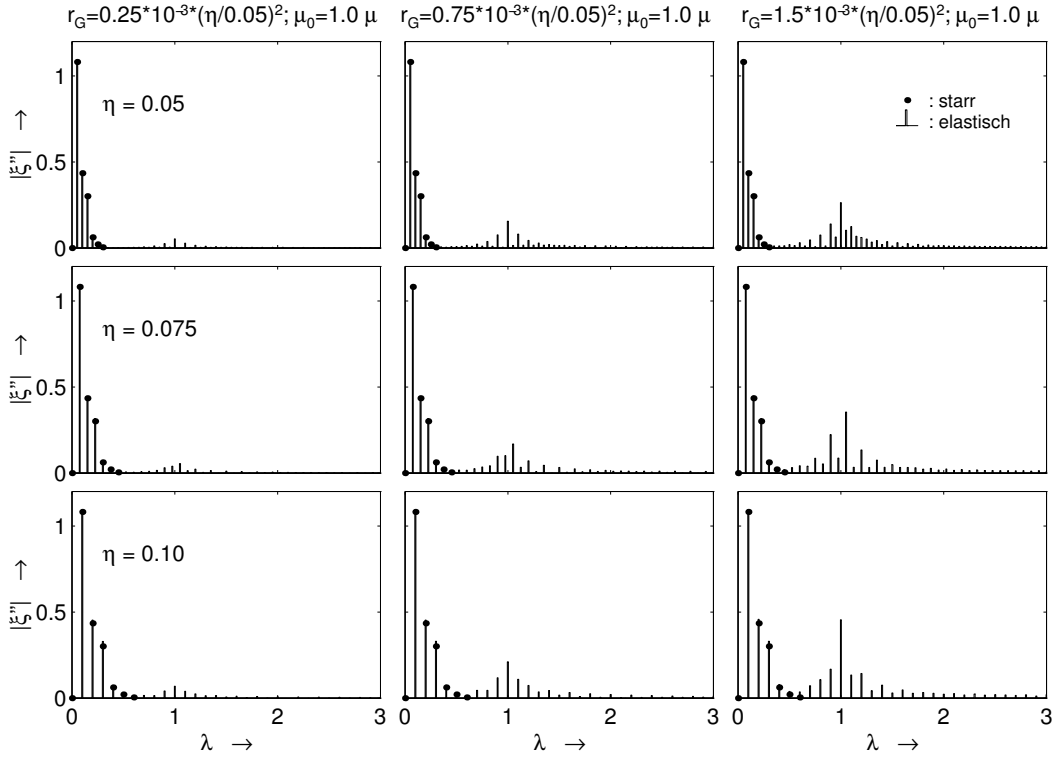


Abbildung 3.26: Spektren der berechneten Beschleunigungsverläufe bei Reibung aus Abb. 3.25

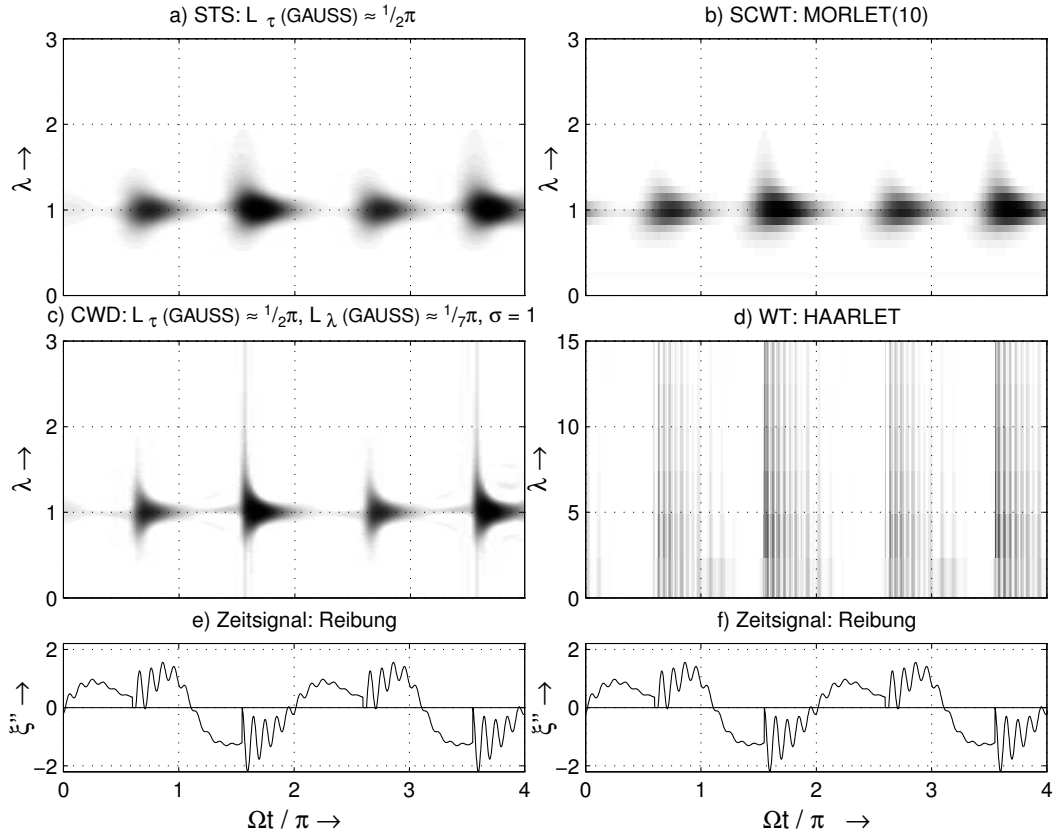


Abbildung 3.27: TFRs eines berechneten Beschleunigungsverlaufes bei Reibung; Variante η=0.05, $r_G = 1.5 * 10^{-3}, \mu_0 = 1.0\,\mu$ bei ϑ=0.06 aus Abb. 3.25

Je nach Reibkraft sind die zwei Phänomene *Gleiten mit Richtungsumkehr* oder *Haft-Gleit-Übergänge* zu beobachten. Die Schwingungsintensität ist bei den Haft-Gleit-Übergängen an den entsprechenden Stellen deutlich größer als im Vergleich zum Gleiten mit Richtungsumkehr. Die Haftphasen sind an den Bereichen mit Null-Beschleunigung zu erkennen, deren Länge mit der Haftkraft wächst. Infolge der quadratisch drehzahlabhängigen Reibkräfte ergeben sich hier für alle η prinzipiell ähnliche Verläufe bei konstanten Verhältnissen von Zusatz- zu Grundbeschleunigungen.

Die zugehörigen Spektren in Abb. 3.26 zeigen wie beim Spielstoß Anteile bei kΩ und Seitenbänder im Abstand der GH um die Eigenfrequenz herum. Erwartungsgemäß liefert die Erhöhung der Reibkraft eine deutlichere Ausprägung der Seitenbandstruktur, während eine Erhöhung der Haftkraft (hier nicht gezeigt) keine spürbare Änderung nach sich zieht.

Die wesentlichen Aussagen, die bei der Zeit-Frequenz-Analyse des Spielstoßes in Abschn. 3.2.3.2 getroffen wurden, sind auch auf die Stoßeffekte bei Reibung übertragbar. Zur Analyse sind relativ kurze Zeitfenster notwendig und zur Bestimmung von Zeitpunkten eignet sich die Haarlet-Analyse. Der Vergleich zeigt, daß allein mit der Auswertung der TFRs kaum Unterschiede zwischen Spiel- und Reibstößen gefunden werden können. Die Hinzunahme weiterer Informationen, vor allem der Vergleich mit der Kinetostatik, ist in solchen Fällen für die Identifikation dringend zu empfehlen.

3.2.5 Unstetigkeiten in den Lagefunktionen

• Beschreibung des Effektes / Signalherkunft

Unstetigkeiten in den Lagefunktionen stellen eine Schwingungsursache dar, die vor allem bei Kurvengetrieben zu beobachten ist. Dabei sind unstetige Änderungen in den Lagefunktionen beliebiger Ordnung möglich. Diese rufen Eigenschwingungen hervor, wobei der Zuwachs der maximalen Zusatzbeschleunigung bei Drehzahlsteigerung in erster Näherung durch die Ordnung der Lagefunktion bestimmt wird, in der die Unstetigkeit auftritt, vgl. Gl. (3.18).

Im starren spielfreien Fall beschreibt die Lagefunktion nullter Ordnung den Weg oder Winkel des Abtriebsgliedes, die erster Ordnung die Geschwindigkeit, die zweiter Ordnung die Beschleunigung usw. in Abhängigkeit von der Koordinate des Antriebsgliedes. Die Unstetigkeiten werden der Reihenfolge nach - entsprechend der Ordnung der Lagefunktion, in der sie auftreten - als Stufe, Stoß, Ruck, Sprung 3. Ordnung usw. bezeichnet. Am häufigsten treten sie in Form eines Rucks und Sprunges 3. Ordnung auf, was für Kurvengetriebe mit kombinierten Bewegungsgesetzen und Maltesergetriebe typisch ist. Unvermeidbar sind diese meist bei vielen Rast- und Schrittgetrieben. Unstetigkeiten in den Lagefunktionen erster Ordnung sind auch bei Strukturänderungen zu beobachten, beim Abstützen oder Aufsetzen von Messern, beim Zangeneingriff usw.

• Zur theoretischen Behandlung / Literatur

Zur Beurteilung von Bewegungsgesetzen werden oft nur einfach zu berechnende kinematische Kennwerte, wie Geschwindigkeits- oder Ruckkennwert herangezogen. Auch die Auswahl geschieht häufig lediglich unter Forderungen nach Stoß- oder Ruckfreiheit, z.B. bei normierten Übertragungsfunktionen, Volmer [142]. Selbst die entsprechende VDI-Richtlinie 2143 [140] orientiert lediglich auf stetige 1. und 2. Ableitungen. Aber auch Unstetigkeiten in Lagefunktionen höherer Ordnung stellen Ursachen für Schwingungsanregungen dar, wie z.B. von Deutsch et al. [25] an einer Zigarettenverpackungsmaschine oder Pfeffer et al. [109] an einem Rundschalttisch gezeigt wurde. Die Suche nach immer glatteren Übertragungsfunktionen, die also auch in den höheren Ableitungen stetig verlaufen, führte u.a. zur Entwicklung von HS-Profilen, Rößler [117], Dresig/Vul'fson [34], Lüder [94].

Zur Verhinderung von Unstetigkeiten werden auch andere Lösungen angeboten, wie z.B. von Sadek et al. [118], die dem Ruck am Anfang und Ende eines jeden Schrittes am Malteserkreuz mit unrundem Treiberbolzen und konischem Schlitz begegnen. Ein anderer Trick besteht in der Vorgabe einer über den Zyklus veränderlichen Drehzahl, Yan et al. [151].

Zum Teil erheblichen Einfluß auf das Schwingungs- und auch Geräuschverhalten können Fertigungsungenauigkeiten und Qualitätsmängel in der Oberfläche der Kurven haben. Die Auswirkungen solcher "Mikro-Unstetigkeiten" werden z.B. bei Deutsch et al. [25], Hugk et al. [68], Nowak [105], Norton [104], Koop [85], Yilmaz [152], Grewal/Newcombe [56] behandelt.

Die Identifikation von Unstetigkeiten als Schwingungsursache ist an Rastgrenzen meist unproblematisch. Dafür bereiten jedoch Unstetigkeiten an Intervallgrenzen, wie z.B. in [109] anhand von Meßergebnissen bei einer modifizierten Sinuslinie gezeigt, oft größere Schwierigkeiten. Zur Simulation dieser Effekte ist dann meist eine abschnittsweise Formulierung der Bewegungsgesetze inklusive geeigneter Übergangsbedingungen an den Grenzen erforderlich.

Dresig/Vul'fson [34] geben unter Voraussetzung von Nullanfangsbedingungen Lösungen für die Zusatzschwingungen infolge der bekannten Sprungarten bis hin zur Auswirkung mehrerer Sprünge für den Einfachschwinger an. Die Formel (3.18) zur Abschätzung des Betrages der

maximalen Zusatzbeschleunigung infolge eines Sprunges D hat unter Berücksichtigung der in (3.19) formulierten Drehzahlabhängigkeiten durchaus praktischen Nutzen bei der Identifikation von Schwingungsursachen.

$$|\Delta \ddot{q}|_{\max} \approx \omega_0^2 D \tag{3.18}$$

$$\begin{aligned} &\text{mit Stufe: } D = \frac{\omega_0}{\omega}\Delta U \quad , \text{ Stoß: } D = \frac{\omega_0}{\omega}\eta\Delta U' \\ &\text{Ruck: } D = \frac{\omega_0}{\omega}\eta^2\Delta U'' \ , \text{ Sprung 3.O.: } D = \frac{\omega_0}{\omega}\eta^3\Delta U''' , \text{ mit } \omega = \omega_0\sqrt{1-\vartheta^2} \end{aligned} \tag{3.19}$$

- **Zum Signalmodell: Unstetigkeiten in den Lagefunktionen bei Elastizität im Abtrieb**

Zur Diskussion der wesentlichen Effekte bei unstetigen Änderungen der Lagefunktionen genügt das in Abschn. 3.2.1 vorgestellte Modell mit Elastizität im Abtrieb, vgl. Abb. 3.1. Als kinematische Erregung sollen hier abweichend von den anderen Abschnitten zwei Verläufe mit typischen Unstetigkeiten 2. und 3. Ordnung vorgegeben werden. Als Besonderheit ist zu beachten, daß infolge der Unstetigkeiten die Erregerspektren weit über die 20. Ordnung hinaus Anteile besitzen, vgl Abb. 3.28 und 3.29.

- **Zu den Merkmalen der Signale**

Bei den Simulationen in den Abbildungen 3.28 und 3.29 wurde lediglich das Abstimmungsverhältnis η variiert, da der Einfluß der Dämpfung aus den anderen Beispielen hinlänglich bekannt ist und zu keinen neuen Erkenntnissen führt.

In den Zeitverläufen sind die plötzlichen Schwingungsanregungen an den Intervallgrenzen der Bewegungsgesetze deutlich zu erkennen. Die Auswertung der maximalen Zusatzbeschleunigungen liefert in der Tendenz das durch Gl. (3.18) beschriebene Verhalten. Es zeigt sich, daß die Phasenlage der noch nicht abgeklungenen Schwingung zum Zeitpunkt der erneuten Anregung das Ergebnis beeinflußt.

Aus den Spektren, vor allem aus Abb. 3.28 geht deutlich hervor, daß die Signale prinzipiell keine Unterschiede zu den Effekten bei erzwungenen Schwingungen und Resonanzen k-ter Ordnung aufweisen. Lediglich das Abstimmungsverhältnis η und die Anzahl der Basisharmonischen sind im Vergleich zum Beispiel aus Abschn. 3.2.1. verschieden. Es ist das typische Anwachsen der Linien um die Eigenfrequenz herum im Bereich der Basisharmonischen zu erkennen.

Bei relativ kurzen Fenstern zeigen die TFRs der ab der 4. Harmonischen hochpaßgefilterten Signale in Abb. 3.30 und 3.31 anhand der in Zeitrichtung verlaufenden und an Intensität verlierenden Höhenrücken deutliche Anzeichen abklingender Eigenschwingungen. Trotz Unstetigkeiten in den Lagefunktionen sind die Schwingantworten in den Beschleunigungen am Abtrieb stetig. Deshalb fehlen die für unstetige Ereignisse (wie z.B. Spielstöße) sonst typischen Merkmale in den TFRs. Allerdings können die beinahe impulsartigen Anfangsamplituden bei einigen Fenstereinstellungen zu solch ähnlichen Effekten führen.

Die im gefilterten Signal enthaltenen kinetostatischen Anteile sorgen für mehr oder weniger schräg liegende Höhenrücken zu Beginn der Ereignisse. Damit bestehen zumindest in der Anregungsphase Verwechslungsmöglichkeiten mit Effekten bei Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen, vgl Abschn. 3.2.2.2. Zur Unterscheidung sind die Kinetostatik oder Differenzsignale (Messung minus Kinetostatik) heranzuziehen.

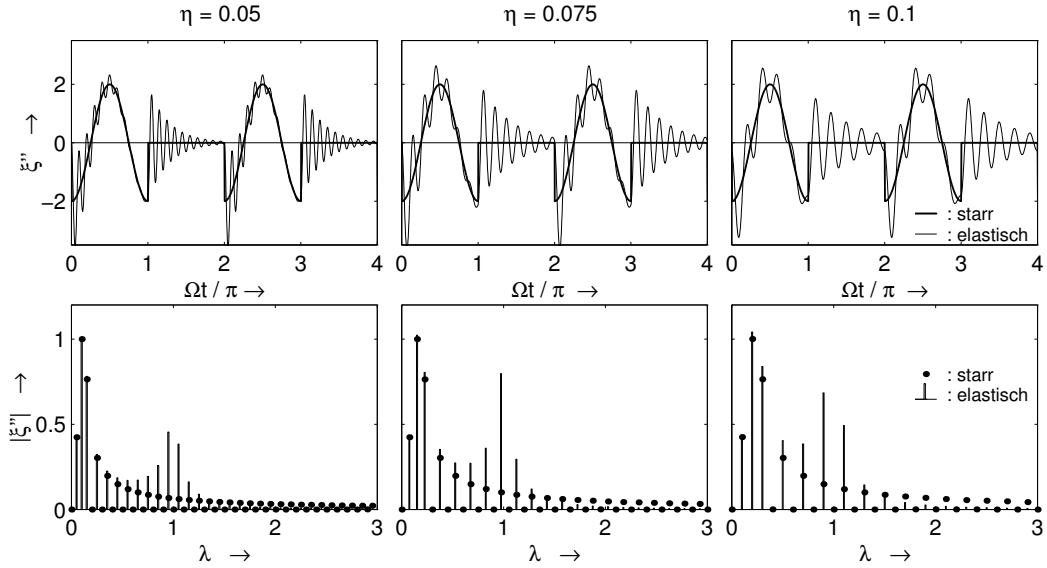


Abbildung 3.28: Berechnete Beschleunigungsverläufe und zugehörige Spektren bei Unstetigkeiten in der Lagefunktion 2. Ordnung; Variation von η

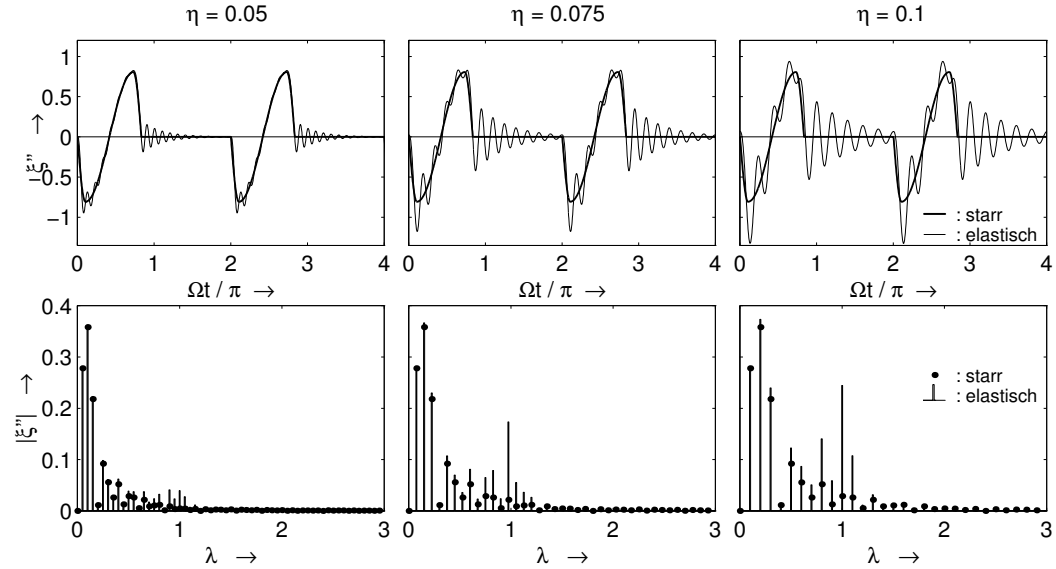


Abbildung 3.29: Berechnete Beschleunigungsverläufe und zugehörige Spektren bei Unstetigkeiten in der Lagefunktion 3. Ordnung; Variation von η

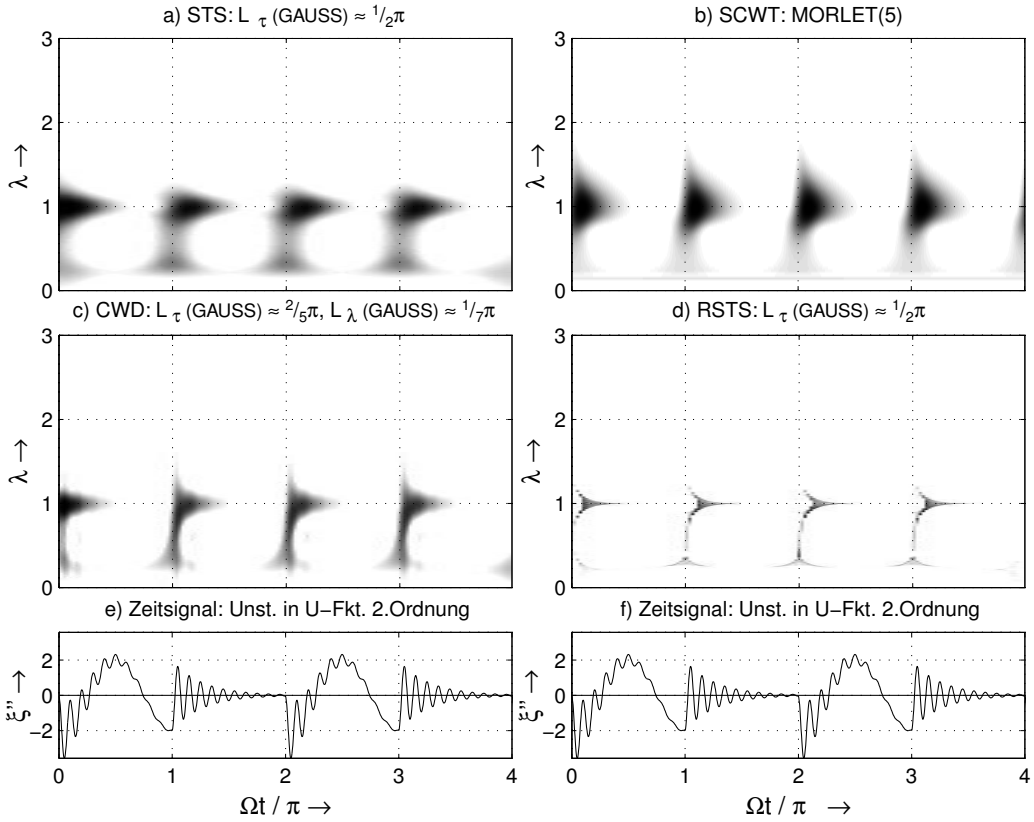


Abbildung 3.30: TFRs eines berechneten Beschleunigungsverlaufes bei Unstetigkeiten in der Lagefunktion 2. Ordnung aus Abb. 3.28, Variante $\eta = 0.05$

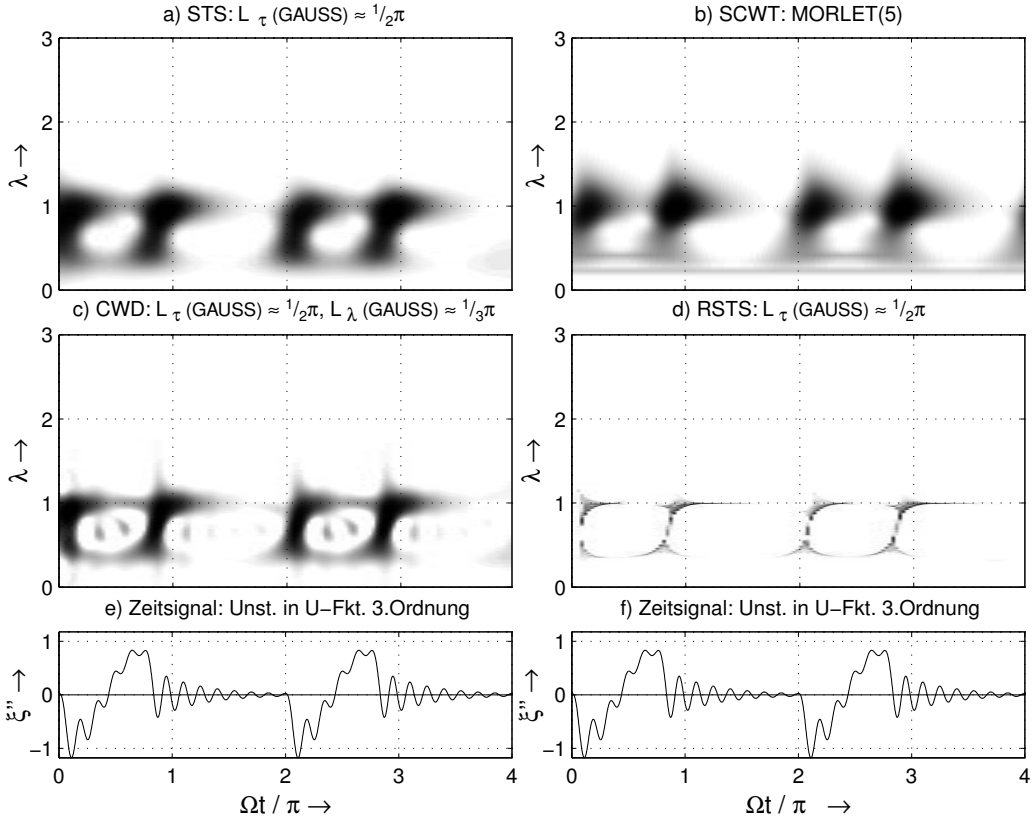


Abbildung 3.31: TFRs eines berechneten Beschleunigungsverlaufes bei Unstetigkeiten in der Lagefunktion (U-Fkt) 3. Ordnung aus Abb. 3.29, Variante $\eta = 0.1$

3.3 Zusammenfassung der Merkmale zur Identifikation von Schwingungsursachen bei Mechanismen

Bei der praktischen Schwingungsdiagnose anhand gemessener Schwingungssignale ist man in der Regel mit folgenden Schwierigkeiten konfrontiert, die eine Analyse und Merkmalsuche gegenüber den in diesem Kapitel in "Reinkultur" vorgestellten Modellsignalen erschweren:

- Es zeigen sich eine Vielzahl von Störungen in einem Schrieb.
- Es sind meist mehrere Störungsursachen gleichzeitig dafür verantwortlich.
- Verschiedene Ursachen zeigen ähnliche Erscheinungen.
- Zusätzlich ist mit Effekten aus Drehzahlschwankungen, technologischen Einflüssen, anderen Baugruppen, wie Zahnradgetrieben und anderen Störquellen zu rechnen.
- Die entsprechenden kinetostatischen Verläufe sind häufig nicht verfügbar.
- Es liegen nur wenige Meßschriebe bei verschiedenen Drehzahlen oder nur einer vor.
- Die eingesetzte Meßtechnik kann die Meßergebnisse beeinflussen.
- u.v.a.m.

Es wird empfohlen, zunächst über traditionelle Methoden im Zeit- und im Frequenzbereich heranzugehen, und erst dann Analysen im Zeit-Frequenz-Bereich durchzuführen. Parallel dazu sind Vergleiche mit der Kinetostatik in allen Bildbereichen, Auswertungen bezüglich der Drehzahl und Informationen zur Signalherkunft sowie Besonderheiten der untersuchten Maschinen heranzuziehen.

In Tabelle 3.2, die zur Unterstützung bei der Merkmalsuche herangezogen werden kann, sind die bisher gesammelten Erkenntnisse und Merkmale deshalb nicht nach den Signalmodellen sortiert, sondern entsprechend der eben angegebenen Reihenfolge gestaffelt. So sollte die Analyse zunächst mit der Suche nach auffälligen Merkmalen im Zeitbereich, wie z.B. plötzlich angeregten Schwingungen, beginnen und mit einer gezielten Überprüfung der weiter rechts in der Tabelle stehenden Merkmale fortgeführt werden.

Tabelle 3.2: Merkmale von Schwingungsursachen bei Mechanismen anhand verschiedener Darstellungen

Zeitverlauf	Spektrum	TFR	Kinetostatik	Ursache	Signalherkunft	Abh. v. Drehz. n	Besonderheiten
• plötzlich angeregte ES • um den kinetost. Grundverlauf • Anregung bei immer gleicher Stellung • innerhalb einer Periode abklingend • Frequenz konstant	• Seitenbandstruktur um EF	• Höhenrücken in Zeitrichtung (kurz) • abnehmende Intensität entsprechend abklingender Schwingungen • Keilform • konstante Frequenz	• nach Nulldurchgängen der Beschleunigung	• **Spielstoß**	• bei allen kinematischen Paarungen, Gleitlager/-führungen, Koppel-, Kurvengetriebe, Zahnräder	• Amplitude ~ n • Startstellung mit n leicht veränderlich	• 1. Halbperiode der ES gleichgerichtet mit Kinetostatik • Bereiche mit Null-Beschleunigung
			• nach Nulldurchgängen der Relativgeschwindigkeit	• **Reibung**	• in Gelenken / Gleitführungen, bei ausgedehnten u. mehrfach gelagerten Arbeitsorganen • Pressen	• Amplitude ~ n^2 oder • konst. und auf kleinen n-Bereich begrenzt	• "Einbrüche" in der Beschleunigung • Beschleunigungs-null-Phasen (Haften)
				• **technologische Kräfte/Stöße**			
	• nur BH • Anwachsen von Linien um EF		• an Rastgrenzen od. • an Intervallgrenzen kombinierter Bewegungsgesetze	• **Unstetigkeiten in den Lagefunktionen**	• Kurvengetriebe, Malteser,.... • Rast- und Schrittgetriebe	• Amplitude ~ n^p (p=Ordnung des Sprungs)	• meist viele BH • Effekte wie bei Resonanz k-ter Ordnung
• plötzlich angeregte ES mit abwechselden EF-Niveaus • gleiche Stellung	• Seitenbandstruktur um EF			• **Strukturänderungen** • **schnell veränderliche Parameter**	• beim Eingriff von Zangen, Niederhaltern, bei Pressen usw.		
• impulsartige Kraft- oder Beschleunigungsspitzen • Übergang zu abklingenden ES im kinematischen Zyklus möglich • folgt kaum dem Grundverlauf	• dicht besetzt, viele ZH • bis in sehr hohe Frequenzbereiche • keine EF erkennbar	• scharfe Höhenrücken in Frequenzrichtung • intervallweise kürzer werdende Abstände bei Verringerung der Intensität	• Anregung nach Beschleunigungs-Nulldurchgängen, wie beim einfachen Spielstoß	• **Mehrfachstöße**	• wie beim einfachen Spielstoß nur bei größerem Spiel oder höherer Abstimmung		• "Tischtennisball-Effekt" , dem 1. Stoß folgen weitere • signifikant in Beschleunigungs- bzw. Kraftverläufen
• dominante Schwingungen über gesamter Periode • Frequenz konstant	• nur BH • Anwachsen von Linien um EF	• konstante Höhenrücken in Zeitrichtung (bei weiten Fenstern)	• bei vielen BH	• **erzwungene Schwingungen und Resonanzen (k-ter Ordnung)**	• Elast. im Abtrieb • Kurvengetriebe, Nadelbarren bei Textilmaschinen	• Amplitude nichtlinear mit n veränderlich	• "Abklingeffekte" wegen Überlagerungen mehrerer Harmonischer
	• Anwachsen von Linien um Kombinationsfrequenzen			• **Kombinationsresonanz**			• bei Linearkombinationen von EFs = Kombinations-EFs

Zeitverlauf	Spektrum	TFR	Kinetostatik	Ursache	Signalherkunft	Abh. v. Drehz. n	Besonderheiten
• kurzzeitige Anfachung bei steigender Freq. anschließend abklingende Schwingungen bei sinkender Freq. • kein deutliches Startereignis • immer gleiche Bereiche	• viele ZH • auch BH gestört • Linien im Schwankungsbereich von ω angehoben	• Frequenzmodulationen (Bögen) • veränderliche Intensität (niedrig-hoch-niedrig)	• Bereiche stark veränderlicher Parameter (J red) • Anfachung bei fallendem J red	• **Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen (parametererregte Schwingungen)**	• wesentliche Elastizität vor dem Mechanismus • Massekonzentration am Abtrieb + schnell wechselnde Bewegungszustände (Rasten, angenäherte Rasten) • Schneidemaschinen, Pressen	• erst ab bestimmten n • Verbreiterung und Hinzukommen neuer Anfachungsbereiche im Zyklus	• max. Schwingung und max. Frequenz fallen nicht notwendig zusammen
• auffällig große und gefährliche Schwingungen • Verlauf folgt nicht mehr dem kinetostat. Grundverlauf	• viele ZH • Störungen der BH besonders im Bereich $2\overline{\omega}_1$		• sehr schnelle Mechanismen (keine Sprünge) • stark veränderlicher Parameter	• **Parameterresonanz**	• schnellaufende Mechanismen • große Bewegungen elastischer Glieder • Massekonzentration am Abtrieb		• kann zur Zerstörung führen
• kurzzeitig hochfrequente Schwing. • impulsartige Anregung	• ZH bis in hohe Frequenzbereiche • kaum Störungen der BH	• scharfe Höhenrücken in Frequenzrichtung (kHz) • + in Frequenzrichtung ansteigende Höhenrücken	• in Bereichen minimaler und dabei schnell drehender Kontaktkräfte im Drehgelenk	• **Spielwirkung ohne Kontaktverlust in Drehgelenken**	• Drehgelenke, gleit- oder auch wälzgelagert	• auf bestimmten n-Bereich beschränkt • bei hohen Drehzahlen • Übergang zu Spielstößen möglich	• Innerhalb der Periode auch Spielstoß möglich • ähnlich Parameterimpuls
• plötzlich angeregte ES • mehrfach innerhalb einer Periode • veränderliche Startstellungen	• dicht besetzt • bis in hohe Frequenzbereiche	• Höhenrücken in Zeitrichtung • stellungsabh. Verschiebungen und Versetzungen in Frequenzrichtung		• **Kolbenschlag** • **Kolbensekundärbewegung**	• vorwiegend bei Verbrennungsmotoren	• zunehmende Anzahl von Ereignissen mit n	

GH : Grundharmonische EF : Eigenfrequenz ES : Eigenschwingung(-en) n : Drehzahl
BH : Basisharmonische = Harmonische entsprechend kinematisch/kinetostatischem Grundverlauf
ZH : Zusatzharmonische = Harmonische, die nicht zum kinematisch/kinetostatischen Grundverlauf gehören

Kapitel 4

Beispiele

4.1 Schneidemaschine 1 (SM1)

4.1.1 Problembeschreibung

In Abb. 4.1 ist das kinematische Schema des Frontmesserantriebs einer Buchschneidemaschine in stark vereinfachter Form dargestellt. Solche Maschinen haben die Aufgabe, die Ränder ganzer Papier- oder Bücherstapel zu beschneiden. Hier kommt es auf ein möglichst schwingungsarmes Verhalten des Messers beim Schnitt an, damit das Messer gleichmäßig und sauber durch den Stapel gezogen werden kann. Der Stapel darf nicht verrutschen, Blätter dürfen nicht abgeknickt oder gar nur herausgezogen werden. Qualitätsmängel machen sich z.B. durch wellig geschnittene Ränder über der Stapeldicke oder schlecht geschnittene Ecken bemerkbar.

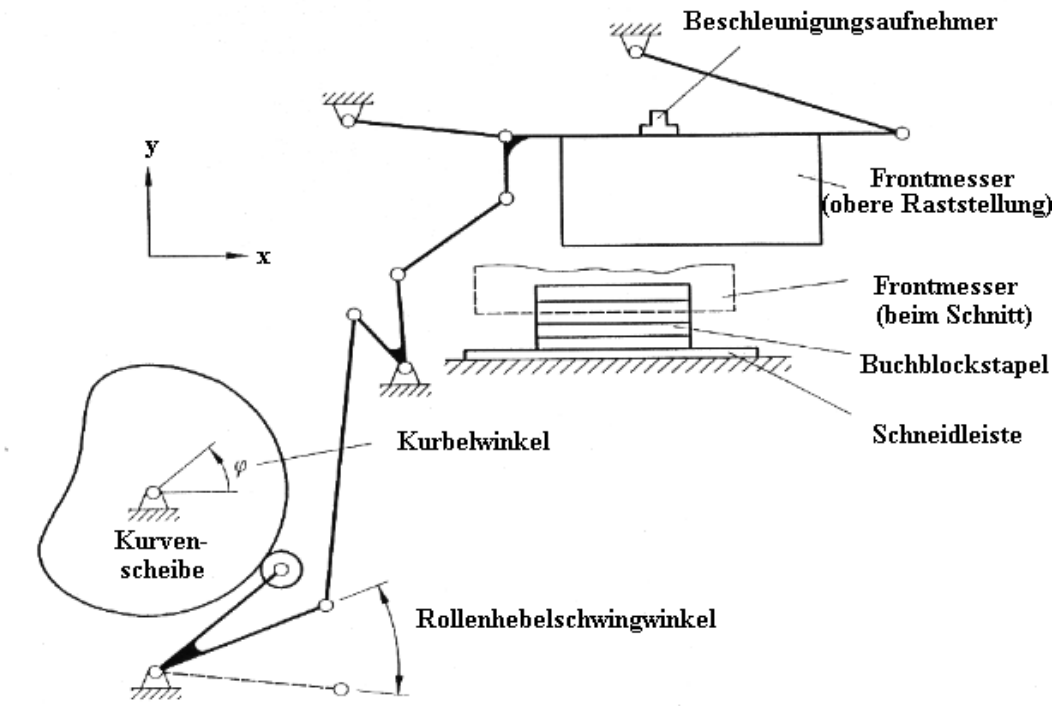


Abbildung 4.1: Kinematisches Schema der Schneidemaschine 1 (vereinfacht)

Bei Büchern werden meist Dreiseitenschneider eingesetzt, die durch aufeinanderfolgendes

Schneiden von zwei Seiten- und einem Frontmesser die Bearbeitung in einem Takt erledigen können. Um das jeweils andere Messer nicht zu behindern und um genügend Zeit zum Wechseln der Stapel zu gewährleisten, müssen mehr oder weniger große Rasten in der Bewegung berücksichtigt werden. Im vorliegenden Fall wird dies über die Kurvenscheibe sichergestellt. Die weitere Aufgabe des Mechanismus ist die Realisierung eines schneidtechnisch günstigen schrägen Einschnitts in den Stapel und eines fluchtenden Durchschnittes am letzten Blatt. Dazu kann das Messer auch einige Zehntel mm in die Schneidleiste eintauchen, bzw. auf diese aufsetzen.

Zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens wurden Beschleunigungsmessungen auf dem Frontmesser im Leerlauf ohne Schneidgut durchgeführt. Abb. 4.2 zeigt zwei Perioden des Meßsignals bei ca. 71 U/min. Der gleichzeitig dargestellte kinematische Beschleunigungsverlauf verdeutlicht, daß es zu wesentlichen Schwingungsüberhöhungen kommt. Die Aufgabe bestand darin, die Ursachen für diesen Verlauf zu klären. Als Abkürzung wird SM1 für Schneidemaschine 1, gefolgt von der Drehzahlangabe, verwendet.

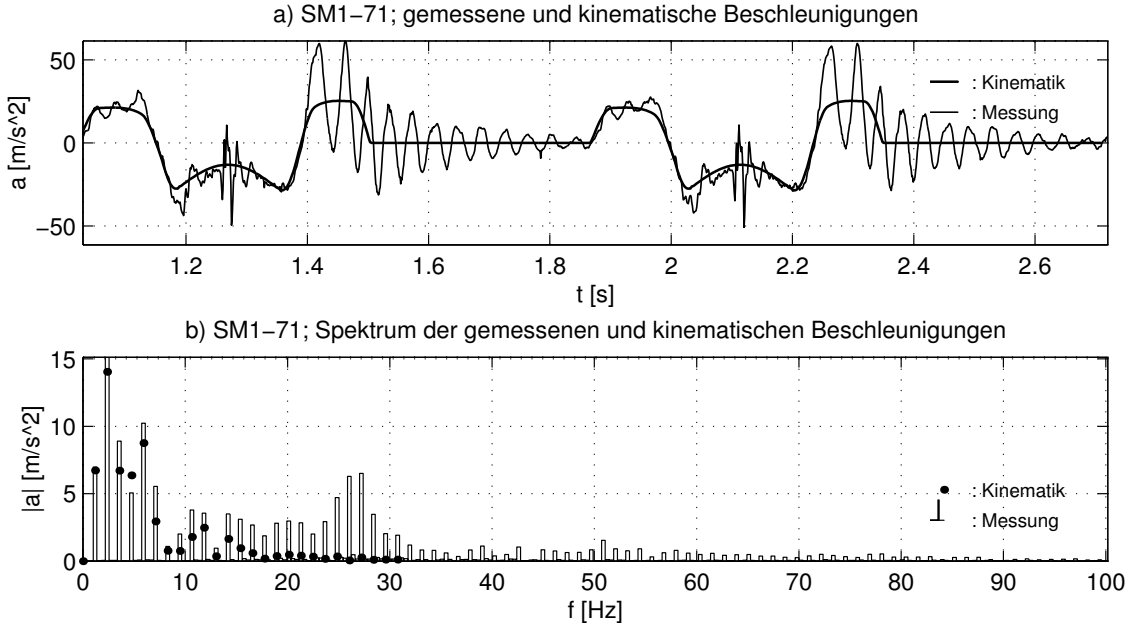


Abbildung 4.2: SM1-71: Gemessene und kinematische Beschleunigungen am Frontmesser, 2 Perioden; a) Zeitbereich, b) Frequenzbereich

4.1.2 Darstellung des herkömmlichen Lösungsweges

Zunächst sei der Lösungsweg über die traditionelle Herangehensweise geschildert. Aus dem Spektrum in Abb. 4.2b kann mit einiger Sicherheit eine Eigenfrequenz von ca. 27 Hz herausgelesen werden. Diese ist eindeutig den auffälligen Schwingungen im Zeitverlauf zuzuordnen. Die deutlich zu erkennenden zwei Schnittschläge bei ca. 1.27 s und 2.12 s, die durch das kurze Aufsetzen des Messers auf die Schneidleiste hervorgerufen werden, könnten zusammen mit den anderen instationären Ereignissen für das breite Spektrum verantwortlich gemacht werden. Evtl. sind die Linien um ca. 50 Hz diesem Schnittschlag bzw. den dadurch angeregten Schwingungen zuzuordnen.

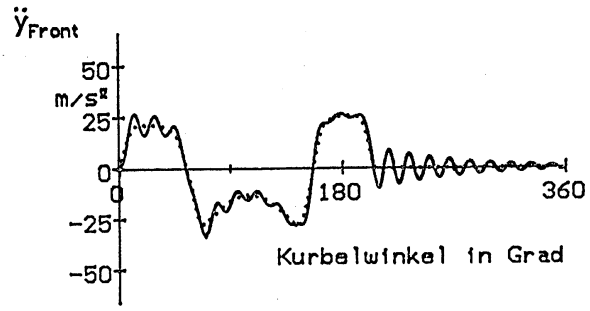


Abbildung 4.3: Berechnungsergebnis aus [29], elastischer Abtrieb

Zunächst wurden verschiedene Hypothesen zur Schwingungsentstehung aufgestellt. Als Urheber kam z.B. der Schnittschlag in Frage. Eine weitere Hypothese bestand in der Annahme eines Spieldurchlaufes im Antriebsmechanismus als Anregungsursache, Deierlein [29]. Um die Hypothesen überprüfen zu können, wurden numerische Simulationen unter Berücksichtigung des elastischen Abtriebes mit und ohne Spiel sowie mit und ohne Schnittschlag (Modelle entsprechend Abschn. 3.2.1 und 3.2.3.2) durchgeführt. Dies bedeutete zunächst die passenden Parameter zu ermitteln und die Modelle mit verschiedenen Parametervariationen durchzurechnen.

Diese Simulationen führten jedoch zu keiner hinreichend guten Übereinstimmung mit dem gemessenen Verlauf. Erst die Modellierung der wesentlichen Elastizität im Antrieb, vor dem Mechanismus, brachte Ergebnisse, die mit großer Sicherheit auf kurzzeitigen Stabilitätsverlust als Erregerursache hinwiesen. Um diese Feststellung zu überprüfen, wurden nochmals Messungen - diesmal bei ausgebauter Schneidleiste - durchgeführt, um den Schnittschlag zu vermeiden. Den Vergleich zwischen gemessenen Beschleunigungen, jetzt bei ca. 61 U/min, und dem Simulationsergebnis mit einem Modell nach Abschn. 3.2.2.2 zeigt Abb. 4.4. Damit war die wesentliche Ursache für die Schwingungsanregung gefunden.

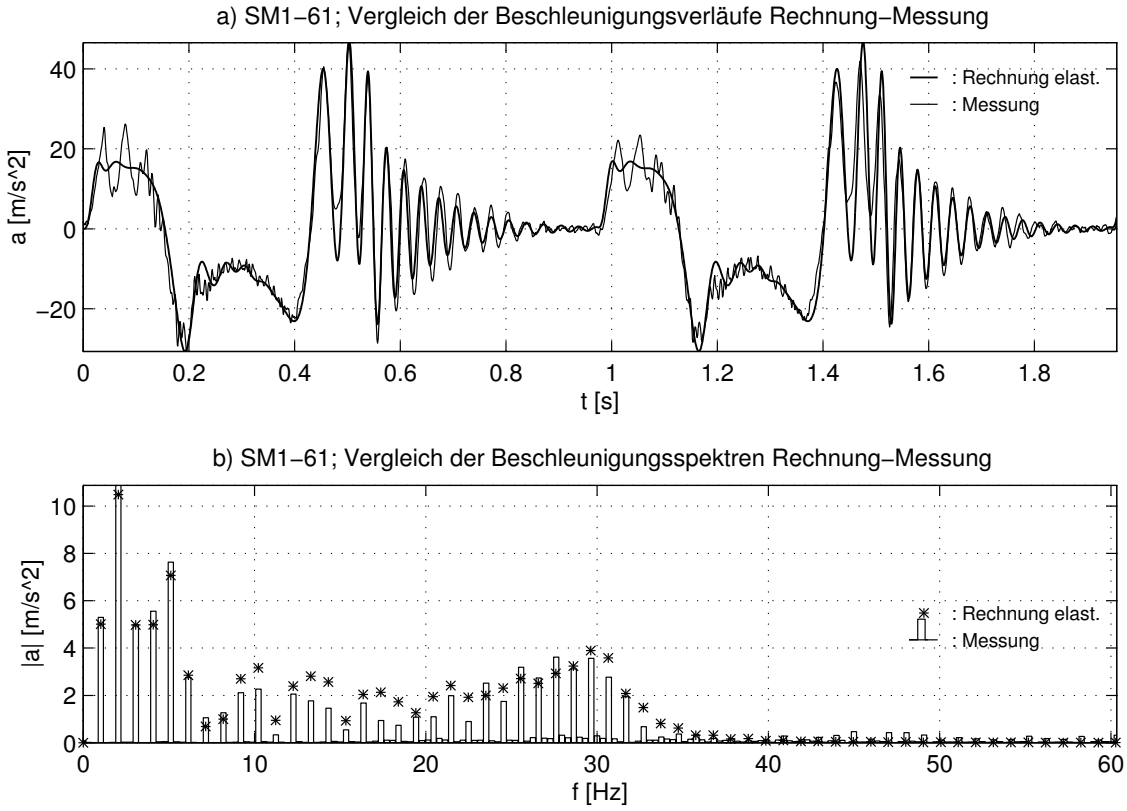


Abbildung 4.4: SM1-61, 2 Perioden: Gemessener und berechneter Beschleunigungsverlauf am Frontmesser

4.1.3 Neuer Lösungsweg

Der erste Hinweis auf eine mögliche Störungsursache ergibt sich im vorliegenden Fall im Zusammenhang mit der Signalherkunft. Messerträger und Messer sorgen üblicherweise für eine Massekonzentration am Abtrieb. Laut Tabelle 3.2 ist in solchen Fällen mit Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen zu rechnen. Im Zeitverlauf kann jedoch eine Anfachungsphase mit ansteigender Frequenz nur sehr schwer oder gar nicht erkannt werden. Im Spektrum in Abb. 4.2b hingegen fällt neben der möglichen Eigenfrequenz bei 27 Hz auf, daß ein ganzer Bereich von Linien angehoben ist. Wieder ein Hinweis auf kurzzeitigen Stabilitätsverlust.

Für die Analyse im Zeit-Frequenz-Bereich wird eine Periode und in Frequenzrichtung anhand des Spektrums ein Frequenzband von 8-150 Hz ausgewählt. Während die obere Grenze willkürlich festgelegt ist, da ab ca. 90 Hz ohnehin keine nennenswerten Komponenten im Spektrum auftreten, ist die untere Grenze anhand des Vergleichs der Spektren von Messung und kinematischem Verlauf ausgewählt worden. Die BH sind bis ca. 8 Hz wenig gestört, und mit Herausfilterung dieser relativ großen Anteile ist eine bessere Farbskalierung der Darstellung des eigentlich interessierenden Bereiches zu erwarten. Ohne großen Aufwand ergeben sich so die TFRs nach Abb. 4.5 mit der CWD und der SCWT mit dem Morlet(5).

Sehr deutlich ist ein schräger Höhenrücken zu sehen, der eine veränderliche Frequenz von ca. 10 bis 30 Hz im Bereich von etwa 1.4 bis 1.5 s anzeigt. Dieses Muster würde dem erwarteten Anfachungsbereich entsprechen. Außerdem fehlt ein deutliches Startereignis, welches also auf einen Spielstoß oder ein ähnliches Ereignis als Auslöser hinweisen könnte. Jedoch ist das erwartete Muster nicht vollständig, es fehlt der typische Abklingbereich. Statt dessen klingen die Schwingungen bei einer konstanten Frequenz von ca. 27 Hz aus. Die Erklärung dafür ist in der Kinematik zu suchen. Das Messer fällt im oberen Totpunkt in eine Rast, die aus technologischen Gründen zum Wechsel des Schneidgutes erforderlich ist. So ist die Rückkehr zum ursprünglichen Frequenzniveau nicht möglich, und das Messer schwingt mit “konstanter” Frequenz in der Rast aus. Damit ist die wesentliche Schwingungsursache gefunden. Weiterhin ist Abb. 4.5 zu entnehmen, daß die unmittelbar durch den Schnittschlag hervorgerufenen Ereignisse in der TFR etwa um die 50 Hz lokalisieren, was das Auftreten entsprechender Komponenten im Spektrum erklärt.

Die aufwendige Arbeit der Modellierung und Simulation kann nun auf ein Minimum reduziert werden und beschränkt sich in diesem Fall lediglich auf die Begründung von Gegenmaßnahmen anhand eines Modells mit Elastizität vor dem Mechanismus. Die sehr gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung mit dem in Abschn. 3.2.2.2 vorgestellten Minimalmodell wird auch in der Zeit-Frequenz-Ebene deutlich. Für die Darstellungen in Abb. 4.6 wurden die ungefilterten Signale verwendet. Das RSTS (Reassigned STS) erweist sich hier als geeignetes Werkzeug, eine weitere Verbesserung der Lesbarkeit gegenüber der CWD oder der SCWT zu erzeugen. Obwohl der Rechnung ein Modell mit nur einem Freiheitsgrad zugrunde liegt, stimmen die Zeit-Frequenz-Muster beider Signale sehr gut überein. Der in den Zeitsignalen schwer auszumachende Frequenzanstieg infolge der verminderten reduzierten Massenträgheit kurz vor der Rast ist hier nicht zu übersehen.

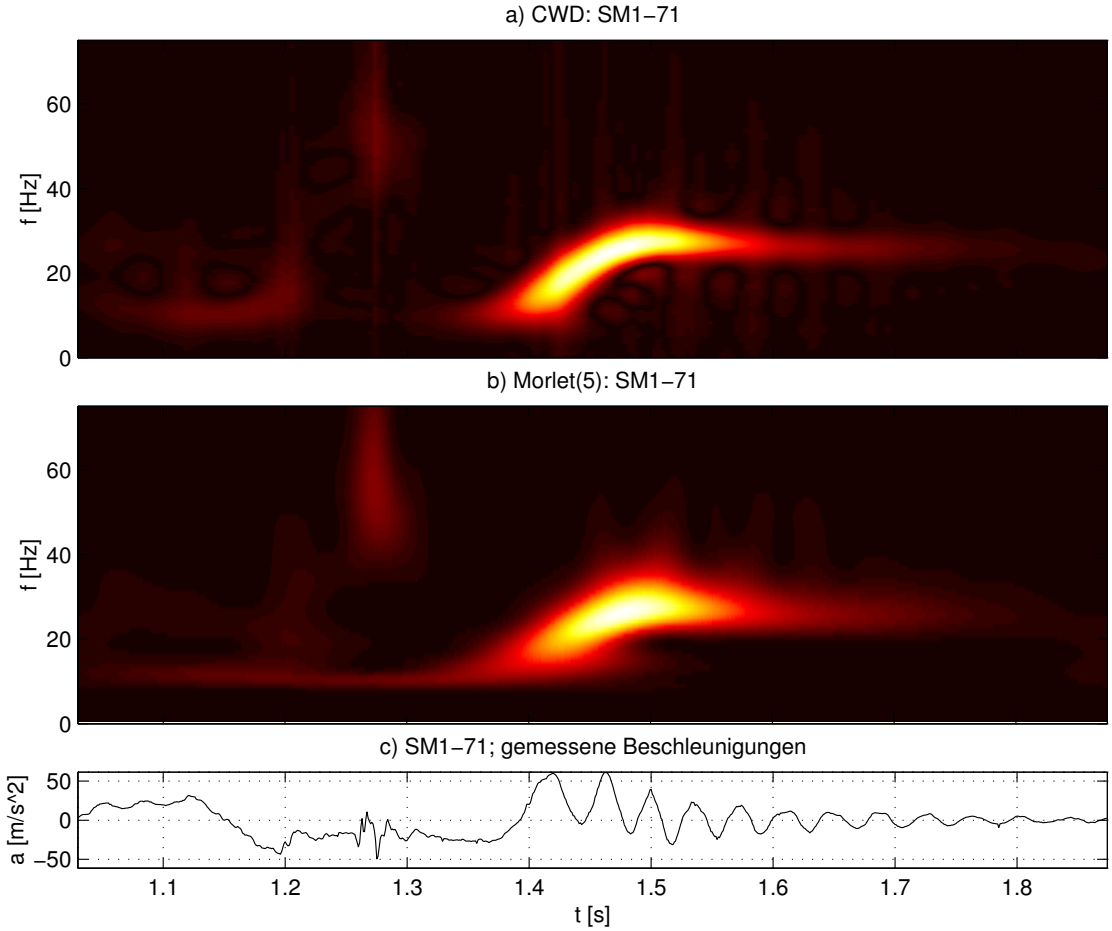


Abbildung 4.5: SM1-71, 1 Periode: TFRs der gemessenen Beschleunigungen (Bandpaß: 8-150Hz); a) CWD, b) SCWT-Morlet(5), c) Zeitsignal der Beschleunigung

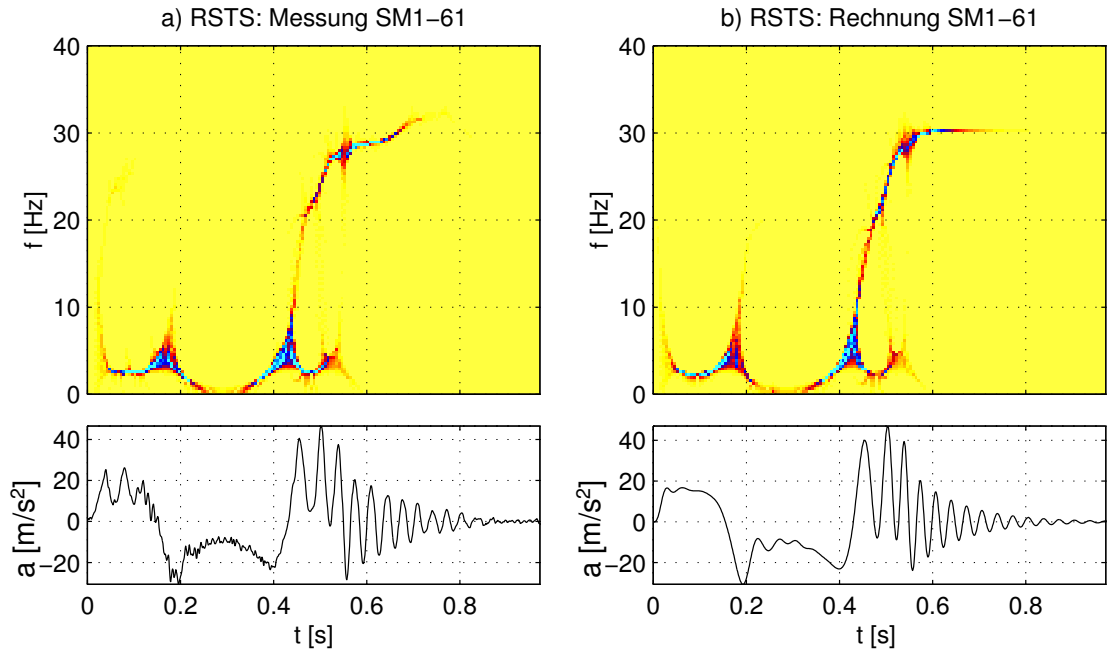


Abbildung 4.6: SM1-61, 1 Periode: Vergleich der TFRs (RSTS) von a) gemessenem und b) berechnetem Beschleunigungsverlauf

4.1.4 Zusammenfassung der Auswertungen an der Schneidemaschine 1

Die modellgestützte Analyse der Signale an der Schneidemaschine ist ein Beispiel für die prinzipielle Eignung von Einfreiheitsgrad-Modellen zur Beschreibung wesentlicher Schwingungserscheinungen bei Mechanismen. Der Arbeitsaufwand jedoch ist trotz einfacher Problemstellung, "sauberen" Meßsignalen und der relativ einfachen Modellierungen im Vergleich zur Anwendung der Zeit-Frequenz-Analyse riesig. Es mußten die wesentlichen Masse- und Steifigkeitsparameter sowie die Kinematik bestimmt werden. Anschließend mußten verschiedene Modelle entsprechend der aufgestellten Hypothesen geprüft werden, wobei die Simulation mit nichtadäquaten Modellen im Hinblick auf die Unsicherheiten in den Parameterbereichen besonders problematisch ist.

Die in der Zeit-Frequenz-Ebene ohne großen Aufwand gefundenen Muster weisen im Vergleich mit den in Abschn. 3.2.2.2. und in Tab. 3.2 gesammelten Merkmalen sowie der Kenntnis von Kinematik und Besonderheiten der Maschine einen kurzzeitigen Stabilitätsverlust als Ursache für die Schwingungen aus.

Als geeignete Gegenmaßnahme wurde vom Hersteller eine geänderte Kurvenscheibe eingebaut, die eine langsamere Änderung der reduzierten Massenträgheit und damit eine starke Verringerung der Schwingungen mit sich brachte.

4.2 Schneidemaschine 2 (SM2)

4.2.1 Problembeschreibung

Daß der Effekt der Stabilitätsverlustes auch bei Schneidemaschinen mit völlig anderem Antriebskonzept beobachtet werden kann, zeigt folgendes Beispiel. Dabei handelt es sich um einen Dreiseitenschneider, dessen Messerantriebe über eine gemeinsame Hauptwelle gekoppelt sind. Statt über eine Kurvenscheibe werden hier die Rasten durch Auskuppeln und Abbremsen des Hauptwellenantriebs realisiert.

Gegenstand der durchgeführten Schwingungsuntersuchungen, die hier nicht weiter interessieren sollen, waren die Torsionsbelastungen in der Hauptwelle. Im Rahmen der Untersuchungen stellte sich heraus, daß die Welle in keiner der gewählten Betriebsarten irgendwelchen kritischen Belastungen ausgesetzt war. Auf dem Frontmesser hingegen konnten bei einigen Betriebsarten relativ große Schwingungen registriert werden.

4.2.2 Analyse

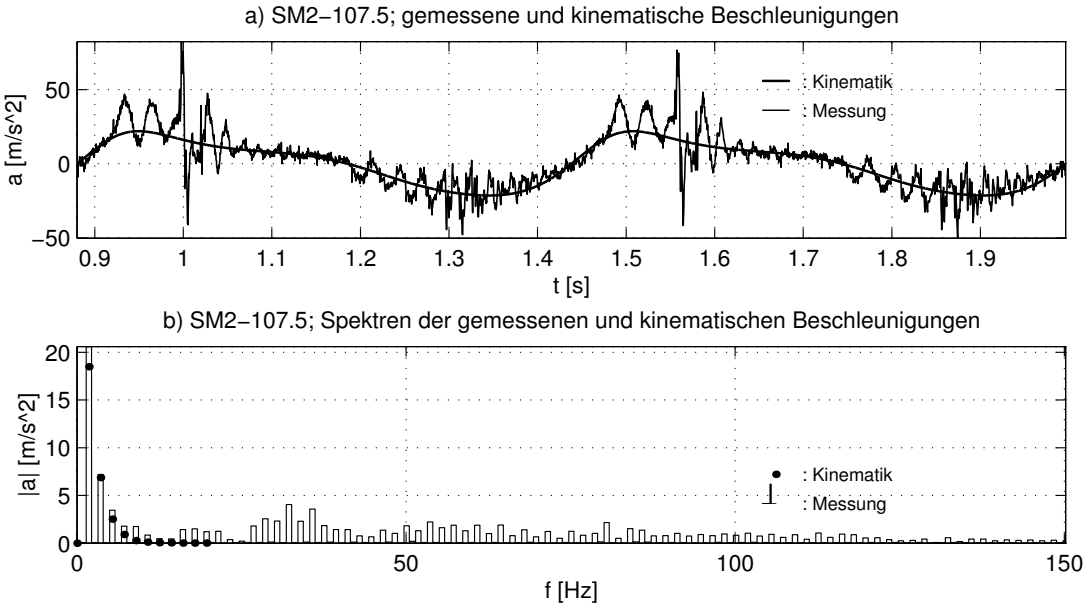


Abbildung 4.7: SM2-107.5, 2 Perioden: Gemessene und kinematische Beschleunigungen am Frontmesser; a) Zeitbereich, b) Frequenzbereich

Abb. 4.7a zeigt 2 Perioden der auf dem Frontmesser gemessenen Beschleunigungen beim ungebremsten Durchlauf der Maschine ohne Schneidgut. Deutlich zu sehen sind die Schnittschläge des Frontmessers bei ca. 1 s und 1.57 s. Ab etwa 1.2 s bis 1.3 s sowie 1.75 s bis 1.85 s sind Schwingungen mit steigender Amplitude und Frequenz im Zeitverlauf auszumachen, die anschließend wieder abklingen. Das ist der Bereich, in dem das Messer in die obere Totlage fährt. Zusammen mit der bekannten Signalherkunft müßte laut Tab. 3.2 die Hypothese auf Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen lauten.

Das Spektrum in Abb. 4.7b weist zwar ebenfalls einen Bereich angehobener Linien aus, dieses Merkmal kommt jedoch nicht so deutlich zum Tragen wie im vorangegangenen Beispiel. Dafür liefern die TFRs jedoch die Bestätigung der Annahme. In der zweiten Hälfte des Zyklus ist der typische Frequenzbogen (Anfachungs- und Abklingbereich) zu erkennen. Der Verlauf wird im Kulminationspunkt etwas durch die Schnittschläge der Seitenmesser gestört, die über die Hauptwelle auf den Frontmesserantrieb übertragen werden.

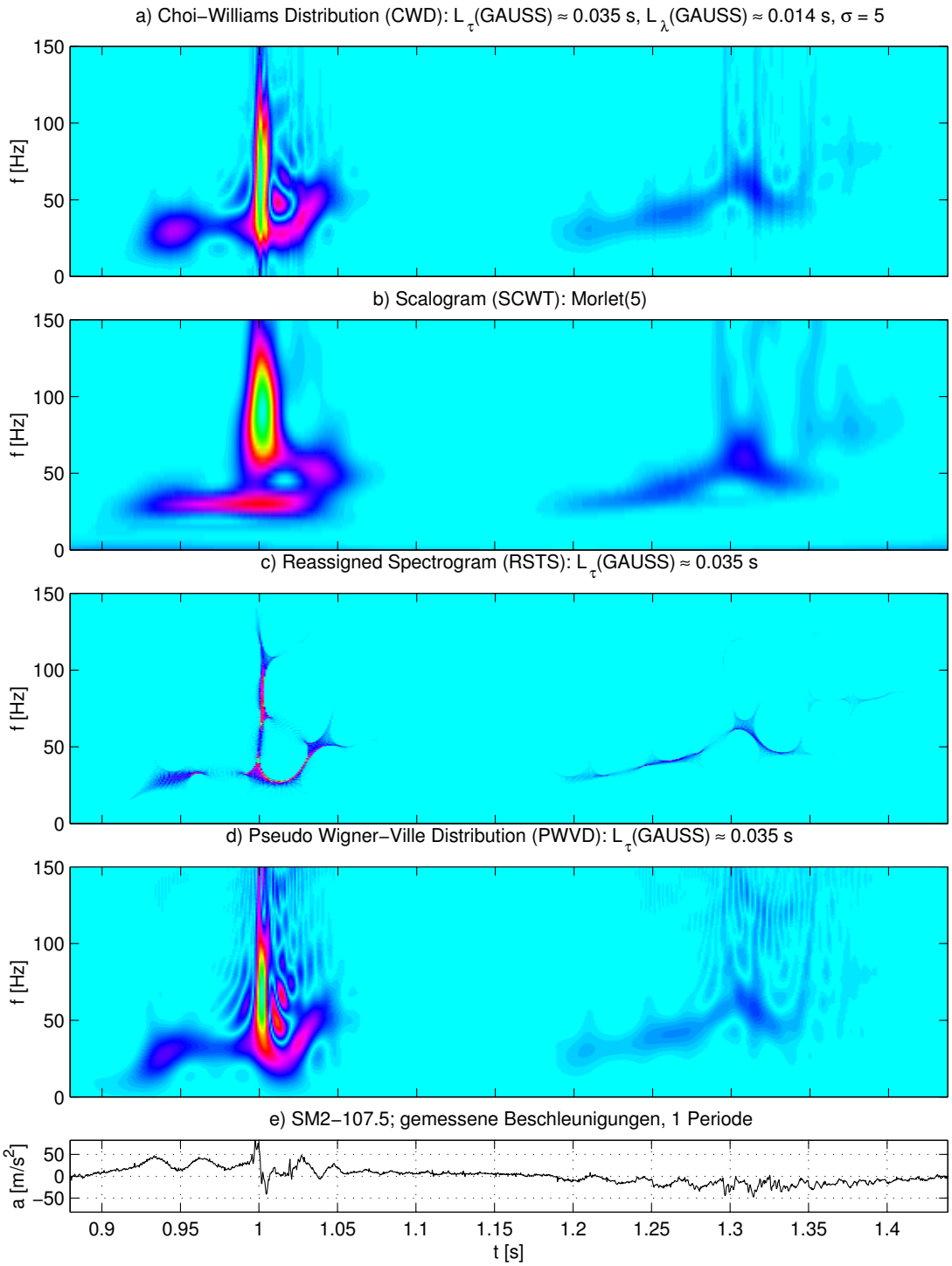


Abbildung 4.8: SM2-107.5, 1 Periode: Auswertung mit verschiedenen TFRs: a) CWD, c) RSTS, d) PWVD mit Bandpaß 5-450 Hz; b) SCWT ungefiltert

Das dominante Ereignis in der ersten Hälfte des Zyklus ist der Schnittschlag des Frontmessers. Er steht einer eindeutigen Interpretation der übrigen Ereignisse etwas im Wege, da er die Ausprägung der typischen Merkmale verhindert und zusätzlich jede Menge Kreuzterme provoziert. Anzeichen dafür, daß auch hier Stabilitätsverlust eintritt, liefert die Schwingungsanregung unmittelbar vor dem Schnittschlag sowie die Tatsache, daß das Messer vor Erreichen des unteren Totpunktes genau wie beim oberen abgebremst werden muß. Dadurch sinkt das reduzierte Massenträgheitsmoment stark ab, vgl. Tab. 3.2. Zudem fallen weder im Zeitverlauf noch in der Zeit-Frequenz-Ebene stoßartige Ereignisse auf, die als Anregungsursache dafür in Frage kämen.

Dagegen spricht allerdings der Fakt, daß die Schwingungen mit annähernd konstanter Frequenz zu verlaufen scheinen, wie besonders im Scalogramm in Abb. 4.8b deutlich wird. Wie Fiedler in [44] mit Hilfe expliziter Modellfunktionen zeigte, läßt sich der Bereich um den Schnittschlag auch als Überlagerung mehrerer angestoßener gedämpfter Eigenschwingungen interpretieren. Dort paßte allerdings die erste Halbperiode nicht richtig ins Konzept.

4.2.3 Zusammenfassung der Auswertungen an der Schneidemaschine 2

Auch an dieser Schneidemaschine konnten neben den Schnittschlägen Stabilitätsverluste in endlichen Zeitbereichen als eine wesentliche Schwingungsursache erkannt werden. Dieser Effekt trat auf, obwohl die Hauptwelle bezüglich der dynamischen Lasten ausreichend, ja sogar überdimensioniert war. Nützliche Informationen lieferte vor allem die Analyse im Zeit-Frequenz-Bereich besonders durch Vergleich mehrerer Darstellungen.

Messungen ohne Schneidleisten, die eine genaue Klärung der Schwingungsursachen in der ersten Zyklushälfte ermöglicht hätten, wurden nicht durchgeführt. Zur Modellierung des Schwingungsverhaltens müßte wegen der über die Hauptwelle gekoppelten Messer ein Modell mit mehreren Freiheitsgraden aufgebaut werden. Zusätzlich wären mehrere Steifigkeits- und Masseparameter zu bestimmen und während der Simulation anzupassen. Der Aufwand wurde hier nicht betrieben, zumal sich zeigte, daß beim normalen Betrieb diese Schwingungsanregung ausblieb, vgl. z.B. Abb. 4.9.

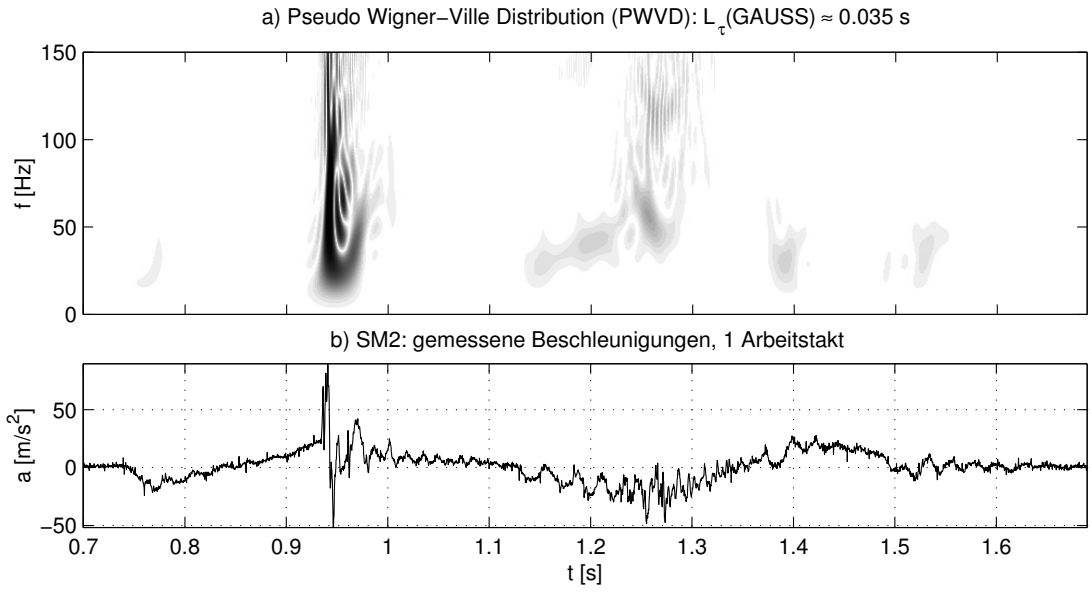


Abbildung 4.9: SM2: Beschleunigungsverlauf über einem einzelnen Leerlauftakt (ohne Schneidgut)

4.3 Wollkämmaschine (WKM)

4.3.1 Problembeschreibung

An einer Wollkämmaschine sollte eine Leistungssteigerung durch Erhöhung der Kammspielzahl, bzw. der Drehzahl von bisher ca. 230 U/min auf ca. 250 U/min erreicht werden. Bei höheren Drehzahlen trat jedoch das Problem auf, daß der Abzug des gekämmten Faservlieses nicht mehr gleichmäßig über die ganze Arbeitsbreite gewährleistet war.

Kämmen dient der Verbesserung der Qualität von Fasermaterialien, indem diese von Verunreinigungen und Kurzfasern befreit und die Fasern parallelisiert werden, Tränkner [138]. Dabei handelt es sich um einen komplizierten technologischen Prozeß. Das in die Arbeitsstelle einlaufende Faservlies wird abschnittsweise im geklemmten Zustand mit einem Rundkamm gekämmt. Der neu gekämmte Abschnitt wird von der Abzugsvorrichtung aufgenommen und mit dem bereits dort befindlichen Faserbart aus dem vorrangegangenen Kammspiel überlappt, so daß ein neues Vlies entsteht. Damit dieser als Lötung bezeichnete Vorgang funktioniert, muß der bereits in der Abzugsvorrichtung befindliche Faserbart etwas in Richtung neu ankommender Bart “zurückgeliefert” werden. Daran schließt sich die Speisung und der eigentliche Abzug des Materials an. Das nicht mit dem Rundkamm in Berührung gekommene, rückwärtige Ende des Vlieses wird durch den Vorstechkamm gezogen, gereinigt, parallelisiert, und schließlich erfolgt der Abriß. Anschließend wird diese Stelle wieder mit dem neu gekämmten Abschnitt verlötet usw.

Die Abzugsvorrichtung besteht im wesentlichen aus einem Wagen und zwei darauf befindlichen verdrillten Profilwalzen, den sog. Abreißwalzen. Zwischen diesen wird ein kleines Transportband (Manchon) und darauf das Fasermaterial bewegt. Die durch ein kurbelgesteuertes Planetengetriebe erzeugte und mittels Kettentrieb auf die Walzen übertragene Pilgerschrittbewegung zur Vor- und Rücklieferung des Materials wird zusätzlich durch die horizontal hin- und hergehende Bewegung des Wagens, also der gesamten Abzugsvorrichtung unterstützt. Diese Wagenbewegung wird über ein 10-gliedriges Koppelgetriebe realisiert. Darüber hinaus ist auffällig, daß eine Vielzahl unterschiedlichster Mechanismen zum Antrieb weiterer Elemente, wie Zangen, Kämme und Bürsten auf engstem Raum konzentriert sind.

Zur Untersuchung des Problems wurden die Beschleunigungen an der Abzugsvorrichtung in horizontaler Bewegungsrichtung gemessen. Zur Auswertung stand eine Meßstelle bei zehn nichtäquidistanten Drehzahlstufen im Bereich von 88 bis 233 U/min zur Verfügung. Als Abkürzung wird WKM für Wollkämmaschine, gefolgt von der Drehzahlangabe verwendet. Die Ausführungen werden durch Ergebnisdarstellungen bei 88 und 233 U/min begleitet.

4.3.2 Analyse im Zeit- und Frequenzbereich

Die Auswertung der Zeitverläufe der Beschleunigungen ist aufgrund der vielen hochfrequenten Anteile mit einigen Schwierigkeiten verbunden. Obwohl auf dem hin- und herbewegten Wagen in Bewegungsrichtung gemessen wurde, sind in den Abb. 4.10 und 4.11 die kinetostatischen Beschleunigungsverläufe nicht auszumachen. Aber auch die Beurteilung der Einzelspektren gestaltet sich schwierig. Vor allem bei den höheren Drehzahlen fallen im oberen Frequenzbereich zwei Linienfamilien auf, die sich mit Blick auf das Wasserfalldiagramm in Abb. 4.13 als drehsynchron herausstellen. Da die Familien mit zunehmender Drehzahl immer breiter werden, sind dort zur besseren Visualisierung des Zusammenhangs zwei Hilfslinien eingezeichnet.

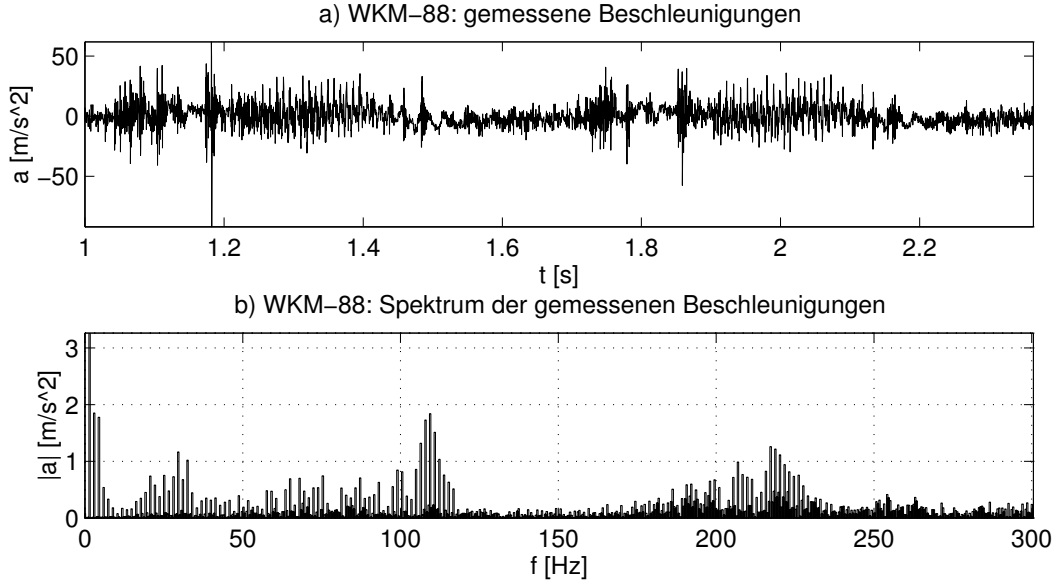


Abbildung 4.10: WKM-88: a) gemessener Beschleunigungsverlauf über 2 Perioden, b) zugehöriges Spektrum

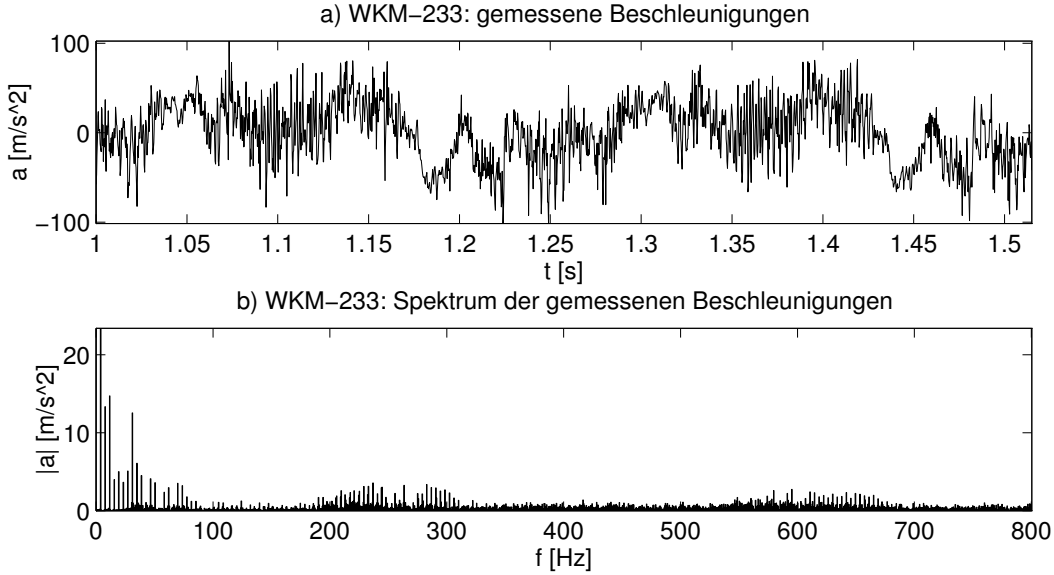


Abbildung 4.11: WKM-233, 2 Perioden: a) gemessener Beschleunigungsverlauf, b) zugehöriges Spektrum

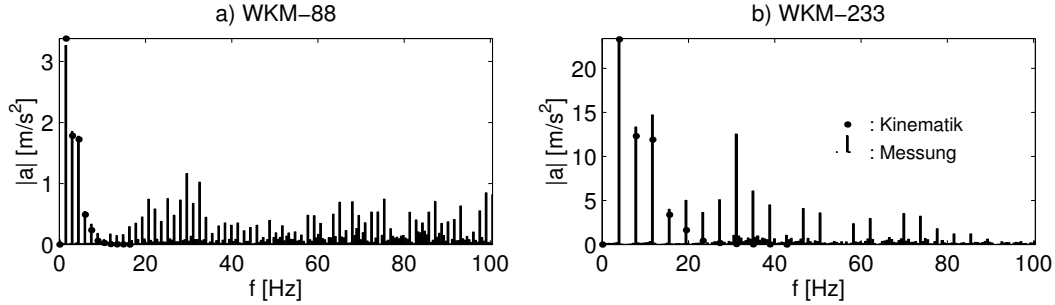


Abbildung 4.12: WKM: Vergleich der Spektren von kinematischer und gemessener Beschleunigung; a) bei 88 U/min, b) bei 233 U/min

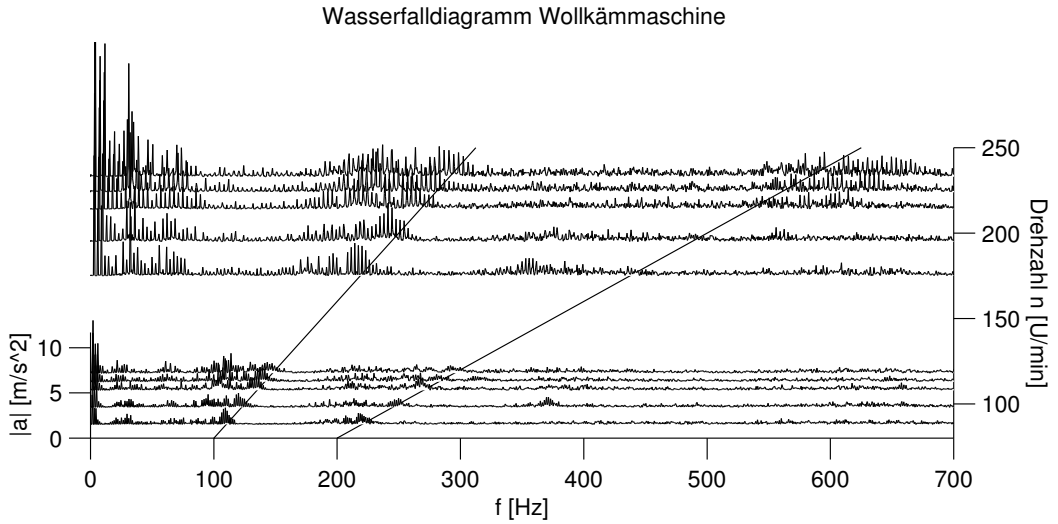


Abbildung 4.13: Wasserfalldiagramm für die Wollkämmaschine auf Basis der 10 Beschleunigungssignale bei nichtäquidistanter Drehzahlstufung (+ 2 Hilfslinien)

In der Regel liegen die Ursachen für solche hochfrequenten Erscheinungen nicht bei den Mechenismen. Für die Suche nach wesentlichen Schwingungsursachen ist es ratsam, zunächst die niederfrequenten Bereiche zu analysieren, da die meisten störungsrelevanten Ereignisse bei Mechanismen Schwingungen anregen, die erfahrungsgemäß meist im Bereich unter 200 Hz, oft sogar unter 100 Hz liegen. Im Wasserfalldiagramm nach Abb. 4.13 lassen sich - je nach Drehzahl mehr oder weniger deutlich - zwei Bereiche unterscheiden. Der obere Frequenzbereich über ca. 100 Hz soll zunächst nicht interessieren.

Zur Bewertung der niederfrequenten Komponenten empfiehlt sich ein Vergleich mit den entsprechenden kinematischen Beschleunigungen. Im Frequenzbereich ergibt die Auswertung der Spektren, daß u.a. Eigenfrequenzen bei ca. 30 und 70 Hz angeregt werden, vgl. Abb. 4.12. So ist in den höheren Drehzahlbereichen eine zunehmende Störung der BH zu verzeichnen, während bei niederen Drehzahlen diese kaum gestört werden. Damit wäre ein erster Hinweis auf eine mögliche Störungsursache gefunden.

Es ist festzustellen, daß die Intensität der Schwingungen mit der Drehzahl wächst. Genauere Aussagen bezüglich des Drehzahlverhaltens lassen sich aber aus dem Wasserfalldiagramm nicht entnehmen. Auch Resonanzschaubilder und Ordnungsanalysen liefern bei dieser groben Drehzahlstufung keine verwertbaren Informationen.

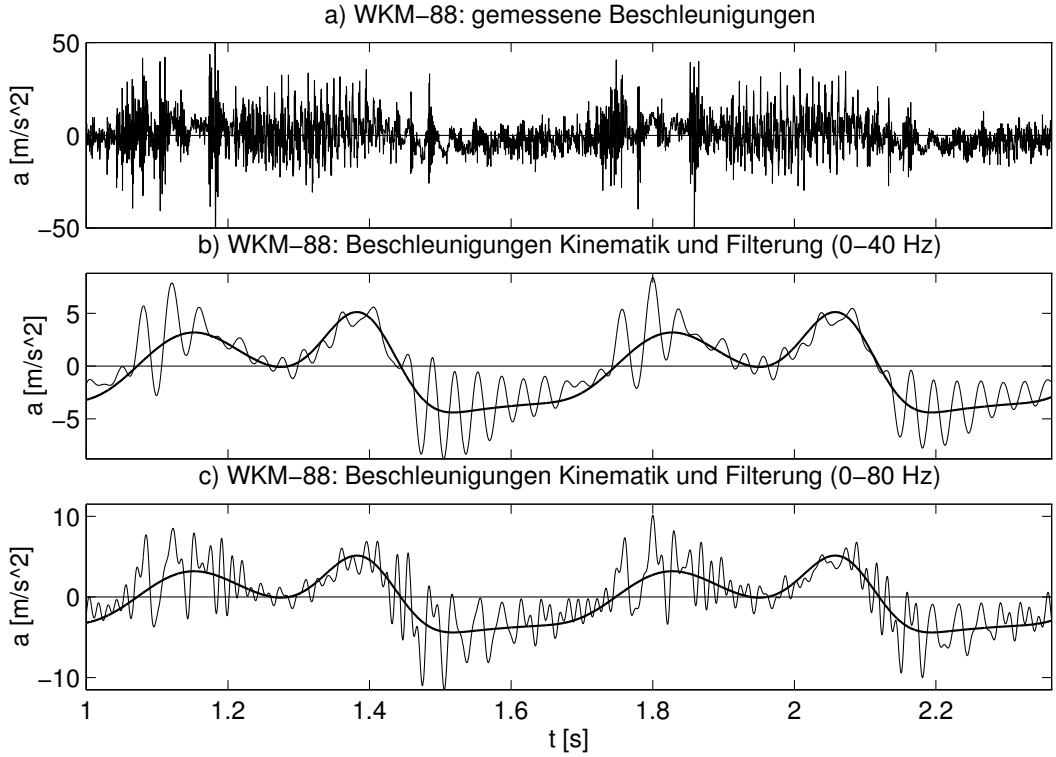


Abbildung 4.14: WKM-88, 2 Perioden: Vergleich Messung-Filterung-Kinematik

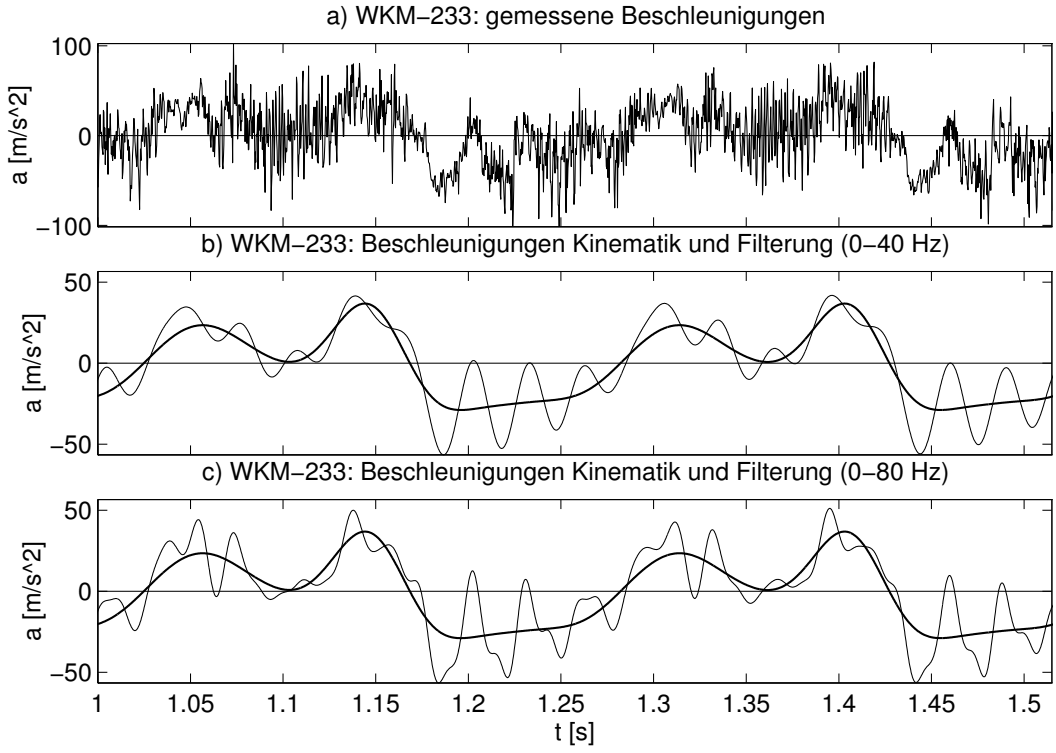


Abbildung 4.15: WKM-233, 2 Perioden: Vergleich Messung-Filterung-Kinematik

Ein Vergleich im Zeitbereich mit verschieden geglätteten und gefilterten Versionen liefert weitere Informationen. Um die Einzeleffekte untersuchen zu können, interessieren jetzt besonders Tiefpaßfilterungen bis ca. 40 und 80 Hz, vgl. Abb. 4.14 und 4.15. Die Analysen lassen den Schluß zu, daß im wesentlichen Spielstöße für die Anregung von Eigenschwingungen verantwortlich sind. Insbesondere für die 30-Hz-Komponente ist zu erkennen, daß diese den unmittelbar nach kinematischen Nulldurchgängen "plötzlich" angeregten Schwingungen zugeordnet werden kann.

Bezüglich der in Tab. 3.2 zusammengestellten Merkmale lieferte bisher der Vergleich mit der Kinematik die deutlichsten Hinweise auf eine mögliche Schwingungsursache. Nicht eindeutig zu klären ist die Frage der "plötzlichen" Anregung vor allem der 75-Hz-Komponente, die eigentlich zeitgleich mit der 30-Hz-Komponente ablaufen müßte. Die typischen Seitenbänder um die Eigenfrequenzen sind nur deutlich bei höheren Drehzahlen zu erkennen. Die Spektren bei niederen Drehzahlen weisen hingegen auch Bereiche mit angehobenen Linien auf, die auf Drehzahlschwankungen infolge von kurzzeitigem Stabilitätsverlust hinweisen könnten.

4.3.3 Modellgestützte Auswertung

Aus den bisherigen Informationen konnte noch kein konkreter Hinweis für eine geeignete Gegenmaßnahme abgeleitet werden. Eine pauschale Spielminimierung als Gegenmaßnahme ist unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten reiflich zu durchdenken. Außerdem ist zu beachten, daß zwei wesentliche Eigenfrequenzen gefunden wurden. Unter Beachtung der räumlichen Ausdehnung des Wagens und dessen einseitigen (außermittigen) Antriebs wäre auch eine Verkippung bzw. Verdrehung möglich und Maßnahmen zur Spielverringerung in den Gelenken damit evtl. uneffektiv. Zur Überprüfung der Spielstoß-Hypothese wurden modellgestützte Untersuchungen, ausgehend von einem spielbehafteten Schwinger mit dem Freiheitsgrad 2 durchgeführt. Als Vergleichsgrundlage für die Untersuchungen, die in [158] ausführlicher beschrieben sind, wurde das bis 120 Hz tiefpaßgefilterte Signal bei 233 U/min verwendet.

Bestehenden Modellierungsunsicherheiten, etwa in der Struktur des Modells (Aufteilung in Translations- und Rotationsfreiheitsgrad, sowie Zuordnung des Spiels) oder in der Wahl der Parameter konnte effektiv mit Methoden der Parameteranpassung begegnet werden. Die Ermittlung von Startwerten erfolgte entsprechend der Hypothese mit einem expliziten Modell überlagerter, exponentiell abklingender Eigenschwingungen. Die Auswertung von Einzelereignissen ergab so Eigenschwingungen mit ca. 32 und 72 Hz, an manchen Stellen waren zusätzlich auch Ereignisse mit ca. 50 und 60 Hz zu registrieren.

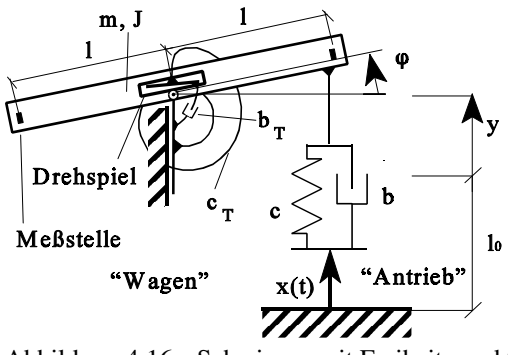


Abbildung 4.16: Schwinger mit Freiheitsgrad 2 und Drehspiel

x(t)	kinematische Wegerregung
l_0	Weglänge der ungespannten Feder (Schwerpunkt-Ruhelage)
y	Schwerpunktverschiebung
φ	Verdrehung
c,b	Längsfedersteifigkeit und -dämpfung
c_T,b_T	Torsionsfedersteifigkeit und -dämpfung
m, J	Masse, Massenträgheitsmoment
l	Abstand Dreh- und Meßpunkt

Im Ergebnis der Untersuchungen erwies sich schließlich der in Abb. 4.16 gezeigte Schwinger mit Drehspiel als adäquates Modell. Die nichtglatten Bewegungsgleichungen berücksichtigen das Hin- und Herschalten zwischen zwei linearen Systemen ($\omega_0 = \sqrt{c/m}$ ist hierbei die Bezugskreisfrequenz). Während des Spieldurchlaufes $-\varphi_s/2 \le \varphi \le \varphi_s/2$ (Spielwinkel φ_s) sind die Komponenten c_T und b_T ausgeschaltet (ohne Berücksichtigung von Kriecheffekten):

Für Kontakt $|\varphi| > \frac{\varphi_s}{2}$ gilt:

$$\begin{aligned} \ddot{y}+\omega_0^2(y+\varphi l)+\frac{b}{m}(\dot{y}+\dot{\varphi} l) &= \omega_0^2 x+\frac{b}{m}\dot{x} \\ \frac{J}{ml^2}\ddot{\varphi} l+\omega_0^2(y+\varphi l)+\frac{b}{m}(\dot{y}+\dot{\varphi} l)+\frac{c_T}{cl^2}\left(\varphi l+\frac{\varphi_s}{2} l\, sign\left(\frac{\varphi_s}{2}-\varphi\right)\right)+\frac{b_T}{ml^2}\dot{\varphi} l &= \omega_0^2 x+\frac{b}{m}\dot{x} \end{aligned} \tag{4.1}$$

Für Spieldurchlauf $-\varphi_s/2 \le \varphi \le \varphi_s/2$ gilt:

$$\begin{aligned} \ddot{y}+\omega_0^2(y+\varphi l) + \frac{b}{m}(\dot{y}+\dot{\varphi} l) &= \omega_0^2 x + \frac{b}{m}\dot{x} \\ \frac{J}{ml^2}\ddot{\varphi} l + \omega_0^2(y+\varphi l) + \frac{b}{m}(\dot{y}+\dot{\varphi} l) &= \omega_0^2 x + \frac{b}{m}\dot{x} \end{aligned} \tag{4.2}$$

Somit stellt sich eine Verdrehung des Wagens in Verbindung mit Spielstößen als sehr wahrscheinliche Schwingungsursache heraus, vgl. Abb. 4.17. Die interessierenden Eigenfrequenzen ergeben sich in diesem Fall zu 34.2 und 75.7 Hz.

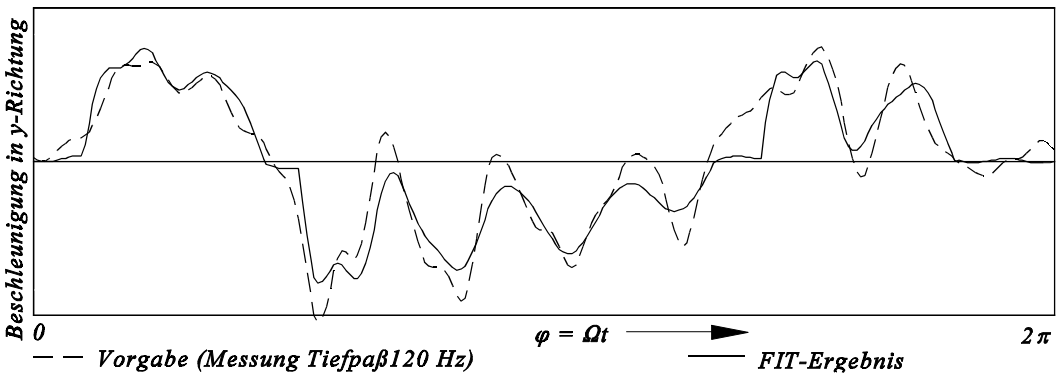


Abbildung 4.17: WKM-233, 1 Periode: Ergebnis der Parameteranpassung für das Modell mit dem Freiheitsgrad 2 und Spiel im Drehfreiheitsgrad

Für die hochfrequenten Störungen im Signal lieferte der von Kettentrieben her bekannte Polygoneffekt eine Erklärung. Das Auszählen der Frequenzen im Zeitverlauf ergab sowohl frequenz- als auch amplitudenmodulierte Verläufe, die an manchen Stellen völlig ausgeblendet waren. Diese Stellen entsprechen den Positionen, in denen sich die Drehrichtung der Abzugswalzen umkehrt. Deshalb wurde die Störungsursache zunächst im Abzugswalzenantrieb gesucht. Speziell kam der Polygoneffekt am Ritzel der Abzugswalzen in Frage. Bei diesem Effekt wird die Kettenbewegung, die im Idealfall als störungsfrei und mit konstanter Geschwindigkeit angenommen wird, in eine Drehbewegung des Ritzels mit einer überlagerten Störung umgewandelt. Diese Störung ergibt sich rein kinematisch durch das Einlaufen der Kettenglieder ins Ritzel (Vieleck), vgl. [93] und Abb. 4.18. Die entsprechenden Störbeschleunigungen wachsen quadratisch mit der Drehgeschwindigkeit und sind umso stärker, je weniger Zähne das Ritzel hat. Zusammen mit der alternierenden Vor- und Rückwärtsdrehung ergab sich so eine plausible

Erklärung für die modulierten Signalverläufe [76].

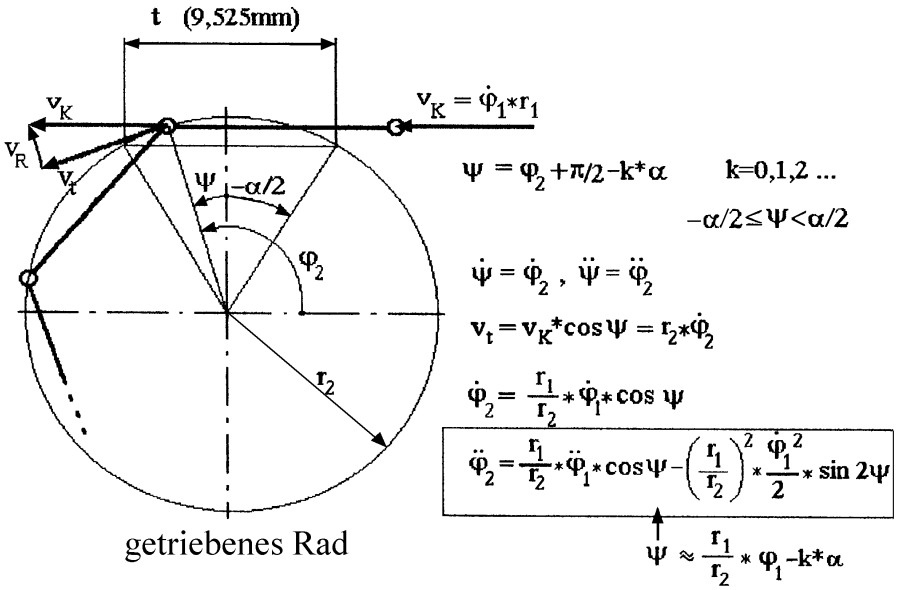


Abbildung 4.18: Zum Polygoneffekt am Kettentrieb des Abzugswalzenantriebs (aus [76])

Die Überlagerung des kinematischen Beschleunigungsverlaufes des Wagens mit dem auf der Basis des vorhandenen 20-Zähne-Ritzels berechneten Verlaufes ergab jedoch nur eine qualitative Übereinstimmung mit den gemessenen Verläufen. Die berechneten Frequenzen waren viel zu hoch. Erst als die "Zähnezahl" der Profilwalzen den Berechnungen zugrunde gelegt wurde, ergab sich auch eine quantitative Übereinstimmung. Die Signalverläufe können in den Abb. 4.21 miteinander verglichen werden. Dabei ist zu beachten, daß der berechnete Signalverlauf lediglich die kinematische Erregung darstellt.

4.3.4 Analyse im Zeit-Frequenz-Bereich

Bei der Analyse der Struktur der vorliegenden Signale kommen die Vorteile der Anwendung der Zeit-Frequenz-Analyse hervorragend zur Geltung. In den Abb. 4.19 und 4.20 sind verschiedene TFRs für das bis 300 Hz tiefpaßgefilterte Beschleunigungssignal bei 88 U/min über 2 Perioden gegenübergestellt. Die Darstellungen geben den für die jeweilige Methode gefundenen "besten" Kompromiß zwischen Zeit- und Frequenzauflösung wieder. Je nach Methode wurden die verschiedenen Berechnungsparameter wie Fensterformen, Fensterbreiten, Schrittweiten, Kernvolumen usw. geeignet eingestellt. Es empfiehlt sich, dasselbe Signal mit mehreren Methoden und bei verschiedenen Berechnungsparametern zu untersuchen und die Ergebnisse miteinander zu vergleichen. Zur richtigen Interpretation sind Kenntnisse über die Glättungs- und Kreuztermeigenschaften der TFRs notwendig, vgl. Tab. 2.2.

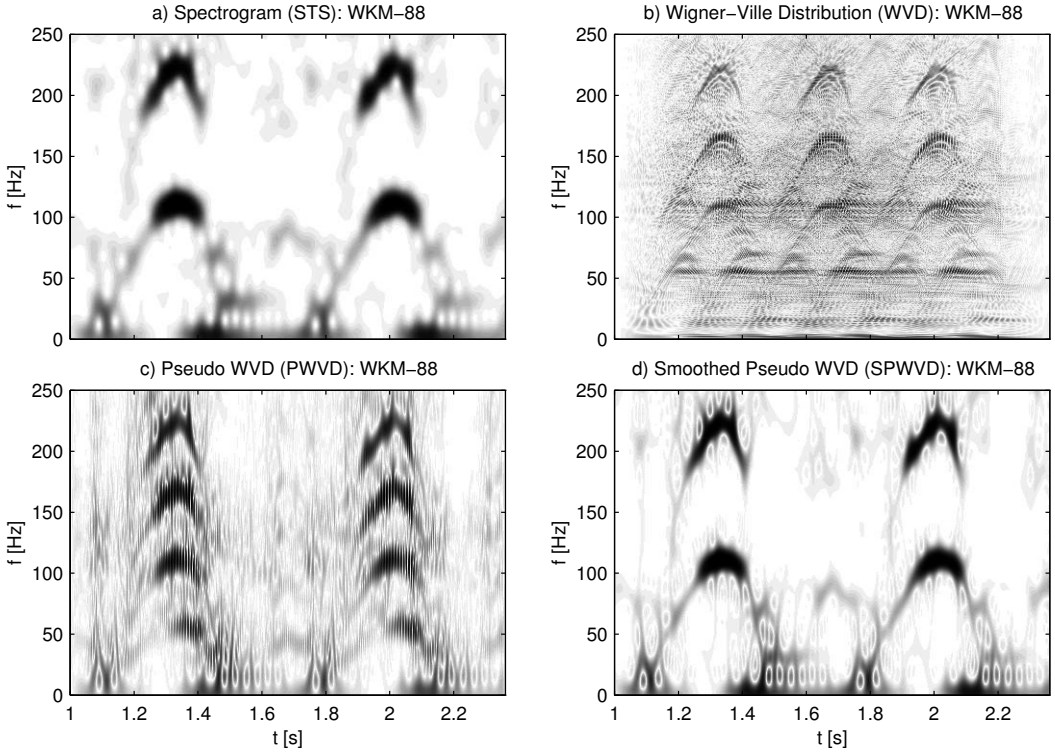


Abbildung 4.19: WKM-88, 2 Perioden, Filter 0-300Hz; a) STS, b) WVD, c) PWVD, d) SPWVD

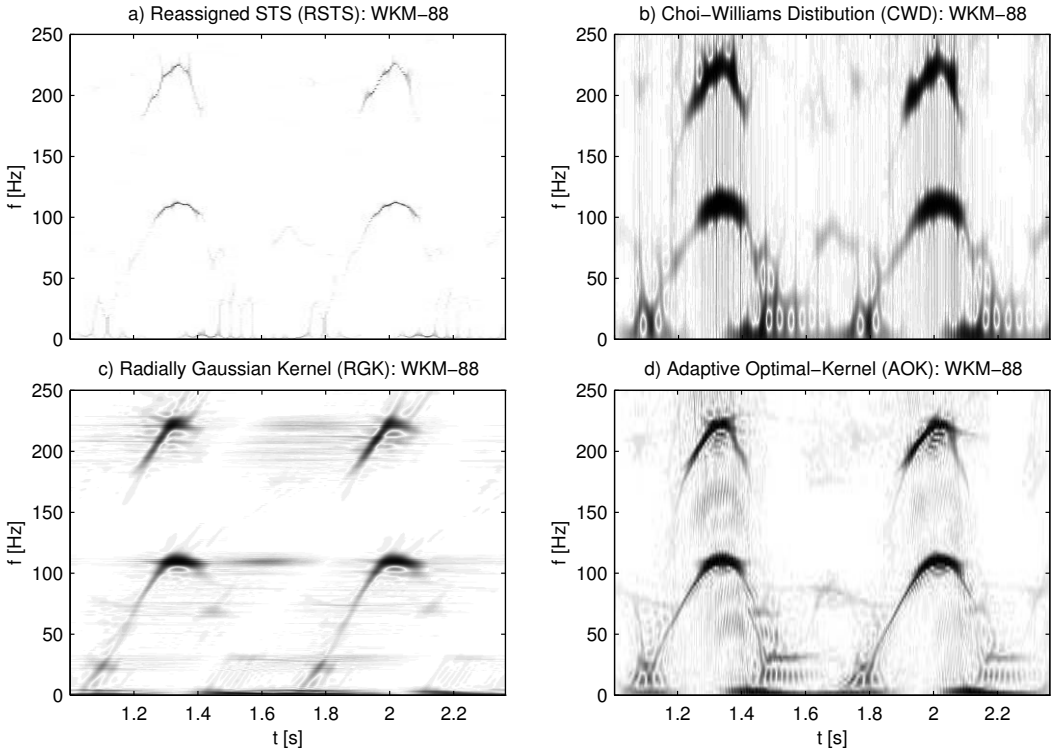


Abbildung 4.20: WKM-88, 2 Perioden, Filterung 0-300 Hz; a) RSTS, b) CWD, c) RGK, d) AOK

Alle Darstellungen zeigen charakteristische Frequenzbögen, deren Frequenz-Maxima mit den Frequenzbereichen der auffälligen Liniengruppen bei ca. 110 und 220 Hz im Spektrum nach Abb. 4.10 zusammenfallen. Diese Ereignisse können als 1. und 2. Harmonische einer immer wieder auf- und abklingenden Schwingungserregung interpretiert werden, wofür eigentlich nur die alternierende Walzenbewegung in Frage kommt. Vor allem im STS, in der SPWVD oder in der CWD sind zwischen diesen auffälligen Bögen auch kleinere Bögen zu erkennen, deren Frequenzmaxima etwa bei 85 Hz liegen. Diese nicht so intensiven kleinen Frequenzbögen entsprechen dabei den etwas langsamer verlaufenden Rückwärtsdrehungen der Walzen. Die quadratische Drehzahlabhängigkeit der Beschleunigungen beim Polygoneffekt kommt auch in der mit wachsender Frequenz zunehmenden Schwärzung des Höhenrückens zum Ausdruck.

Mit STS und WVD stehen sich in Abb. 4.19a und b die Vertreter mit der schlechtesten und der besten Zeit-Frequenz-Auflösung gegenüber. Das STS läßt sich mit wenig Aufwand berechnen und liefert durch die gute Kreuztermunterdrückung fast immer einen verwertbaren Eindruck von der Struktur des Signals. Die häufig diskutierten Nachteile des STS kommen bei den üblicherweise für Mechanismen interessierenden, verhältnismäßig kleinen Frequenzbereichen gar nicht zum Tragen. Die WVD dagegen ist wegen der Kreuzterme in dieser Form zur Signalauswertung so gut wie nicht zu gebrauchen. Durch die Zeitfensterung bei der PWVD in Abb. 4.19c wird eine deutliche Kreuztermminderung in Zeitrichtung erreicht, was die Interpretierbarkeit wesentlich verbessert. Mit der zusätzlichen Fensterung in Frequenzrichtung bei der SPWVD können auch die meisten Interferenzen zwischen Frequenzkomponenten vermieden werden. Das geht zu Lasten der Auflösung und man erhält Darstellungen, die dem STS sehr ähnlich sind.

Die Nachbearbeitung des STS liefert mit dem RSTS nach Abb. 4.20a wiederum eine so hohe Konzentration in der Zeit-Frequenz-Ebene, daß die Grenzen der grafischen Auflösung erreicht werden. Der Berechnungsaufwand ist jedoch sehr hoch. Die CWD ermöglicht trotz ihrer scharfen Auflösung durch den Exponentialkern eine gute Kreuztermunterdrückung, sie liefert fast immer gut interpretierbare Darstellungen. Bei den hier vorliegenden starken Frequenzänderungen wurde der Parameter σ=0.5 gewählt. Abb. 4.20b zeigt starke Ähnlichkeiten mit der SPWVD und auch dem STS.

Die RGK in Abb. 4.20c besitzt eine scharfe Auflösung bei sehr guter Kreuztermreduzierung. Sich kreuzende Autokomponenten wie die Eigenschwingungen und die steigenden und fallenden Frequenzkomponenten bereiten jedoch Probleme. Die AOK hingegen liefert die deutlichste Darstellung. Sowohl die Frequenzbögen als auch die Komponenten bei 30 und (ganz schwach) bei 70 Hz sind zu erkennen.

Die gute Übereinstimmung der gemessenen Signale mit den auf Basis des Polygoneffektes an den Abzugswalzen berechneten Signalen kommt sehr schön in Abb. 4.21 zum Ausdruck. Diese Frequenzmodulationen sind auch der Grund für die Anhebung ganzer Linienbereiche in den Spektren. Daß die Hypothese des kurzzeitigen Stabilitätsverlustes falsch ist, wird nicht nur durch die gefundene Zuordnung zum Polygoneffekt klar, sondern wird ebenfalls in der Drehzahlsynchronität des Effektes deutlich, d.h. die Frequenzmaxima der Ereignisse verschieben sich mit der Drehzahl.

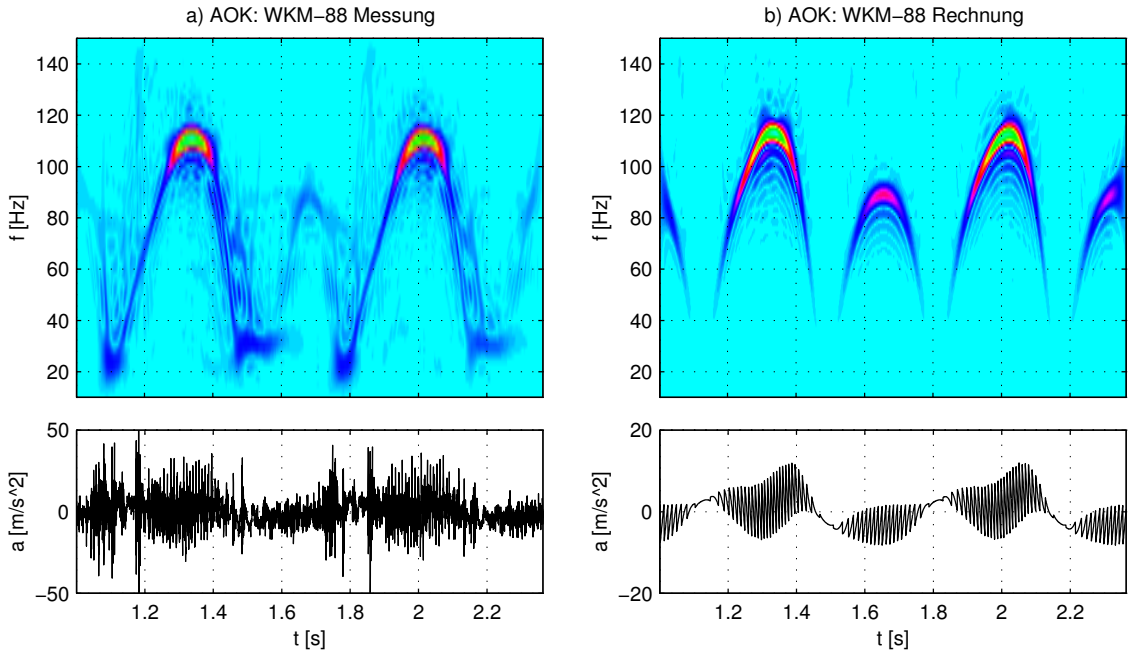


Abbildung 4.21: WKM-88, 2 Perioden: a) AOK des Meßsignals (Bandpaß 10-150 Hz), b) AOK des Beschleunigungssignal aus dem Polygoneffekt der Abzugswalzen

Bei der genaueren Untersuchung des unteren Frequenzbereiches zur Klärung der mechanismentypischen Schwingungsursachen stößt man auf die bereits bekannten Komponenten bei ca. 30 und 70 Hz. Es werden aber auch andere Schwingungen im Bereich von ca. 40 bis 60 oder auch bei 20 Hz angeregt, die teilweise schon von der modellgestützten Analyse her bekannt sind, vgl. Abb. 4.22a bis 4.25a. In den Darstellungen sind deutliche Anzeichen für stellungsabhängige Frequenzen zu finden. Um diese besser zu erfassen, wurden die entsprechenden lokalen Maxima in Frequenzrichtung extrahiert, hier allerdings ohne quantitative Bewertung. Zwar ist laut Tab. 2.2 mit Erfüllung der Eigenschaft E7 die CWD dafür geeignet, doch beeinflussen, je nach gesetzten Filtergrenzen, die Kreuzterme das Ergebnis der Analyse so sehr, daß zum Vergleich auch die Resultate aus den Wavelet-Transformationen gegenübergestellt werden, Abb. 4.23b u. 4.25b.

Trotz dieser Maßnahme ist es jedoch nicht möglich, detaillierte Aussagen bezüglich möglicher Schwingungsursachen zu treffen. Insbesondere scheinen die typischen Merkmale zur Bestätigung der Spielstoß-Hypothese zu fehlen. Selbst Haarlet-Analysen (hier nicht gezeigt) lieferten wegen der vielen überlagerten hochfrequenten Signalanteile nicht die erhofften Resultate. In beiden Fällen (88 und 233 U/min) sind zwar im letzten Drittel des Ausschnitts Ereignisse um 30 und 70 Hz zu erkennen, doch deuten ein zeitlicher Versatz in der Anregung dieser Komponenten sowie die anfangs allmähliche Zunahme der Intensität darauf hin, daß nicht nur Spiel als Erregerursache in Frage kommt.

Vielmehr scheint der Polygoneffekt auch auf die Schwingungsanregung im unteren Frequenzbereich einen nicht unerheblichen Einfluß zu haben. Im Zusammenhang mit dem Spiel kann es so zu einer mehrfachen Stoßanregung kommen, was durch die gestaffelten senkrechten Höhenrücken in diesem Zeitbereich belegt wird. Dadurch können sich die Schwingungen auch etwas aufschaukeln. Unterschiede zwischen hohen und niederen Drehzahlen sind u.a. auf die unterschiedlichen Verweildauern der Erregung in den kritischen Frequenzbereichen zurückzuführen.

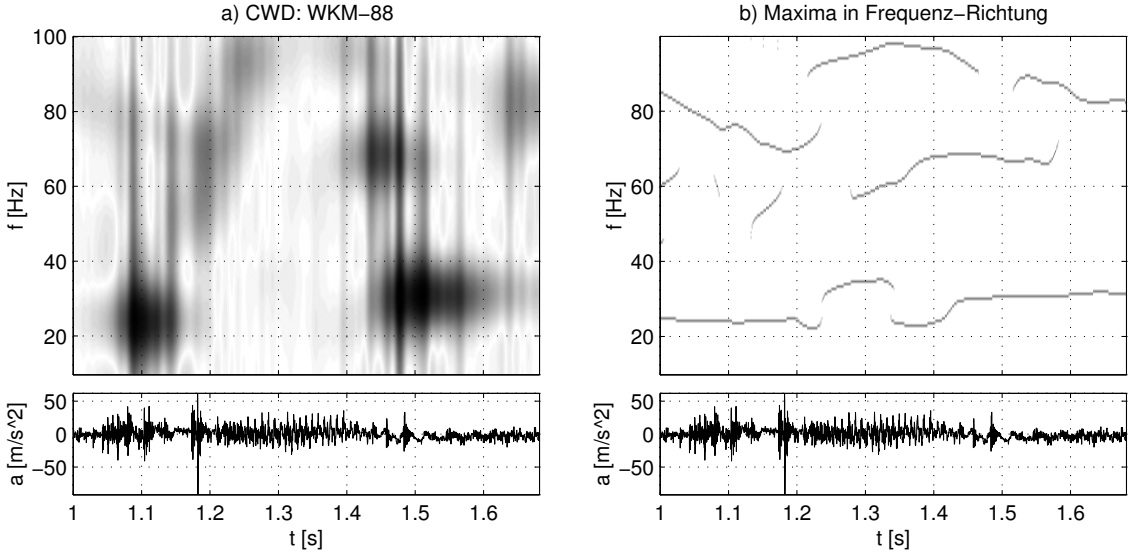


Abbildung 4.22: WKM-88, 1 Periode: a) CWD (Bandpaß 6-100 Hz), b) Ergebnis der Maximumsuche in Frequenzrichtung

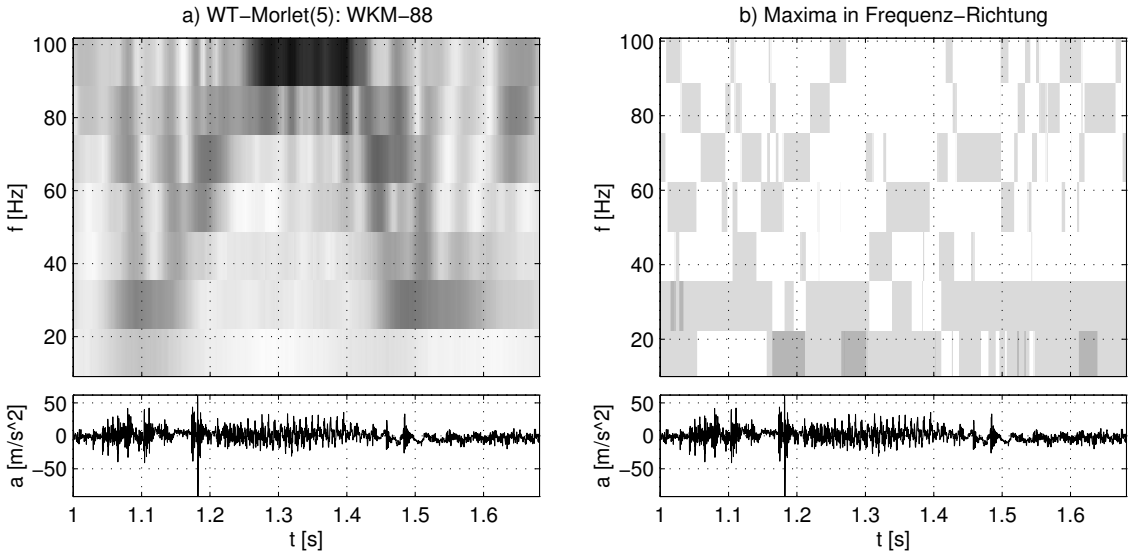


Abbildung 4.23: WKM-88, 1 Periode: a) WT-Morlet(5), b) Ergebnis der Maximumsuche in Frequenzrichtung

4.3.5 Zusammenfassung der Auswertungen an der Wollkämmaschine

Die Signalauswertung an der Wollkämmaschine mit traditionellen Methoden gestaltet sich im Vergleich zu den Möglichkeiten der Zeit-Frequenz-Analyse relativ schwierig. Neben den nichtparametrischen Analysen im Zeit- und im Frequenzbereich sind auch aufwendige modellgestützte Analysen zur Klärung der Schwingungsursachen nötig.

Die Zeit-Frequenz-Analyse ermöglicht hingegen eine schnelle Identifikation der durch die Profilwalzen angeregten Schwingungen und damit die Zuordnung der vielen hochfrequenten Anteile im Signal. Dazu sind zusätzlich lediglich einige Kenntnisse zur Kinematik und zu den eingesetzten Mechanismen sowie über Besonderheiten der Maschine erforderlich.

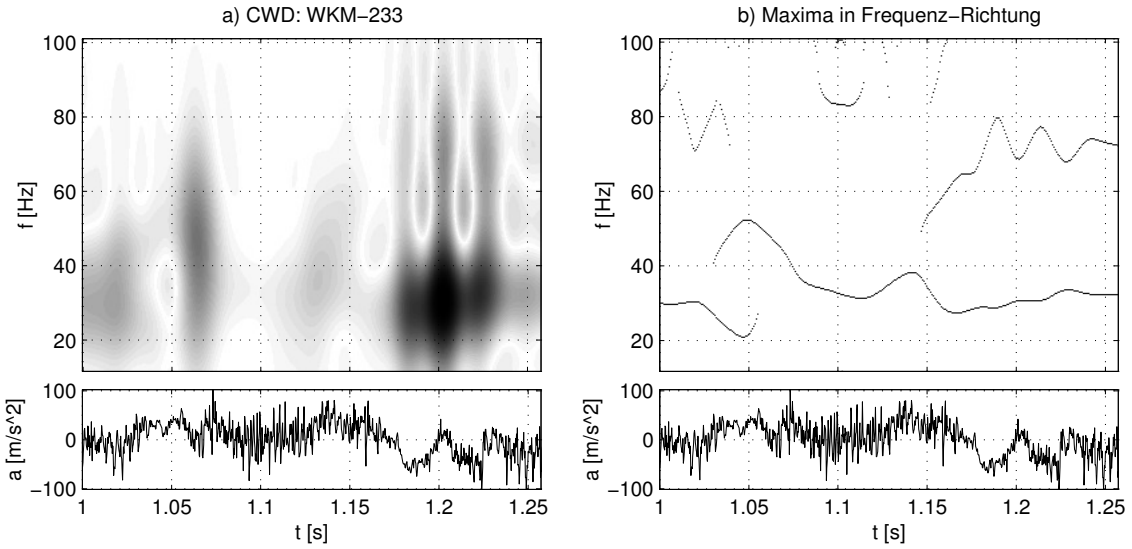


Abbildung 4.24: WKM-233, 1 Periode: a) CWD (Bandpaß 12 - 100 Hz), b) Ergebnis der Maximumsuche in Frequenzrichtung

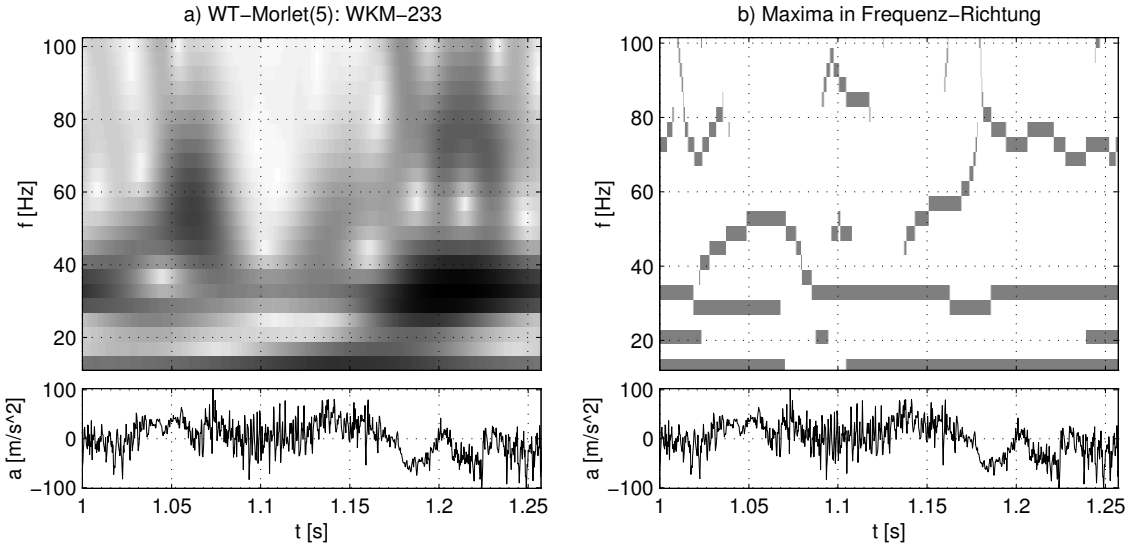


Abbildung 4.25: WKM-233, 1 Periode: a) WT-Morlet(5), b) Ergebnis der Maximumsuche in Frequenzrichtung

Auch im niederfrequenten Bereich können die aus den anderen Analysen bekannten Eigenfrequenzen sehr leicht gefunden werden. Die Untersuchungsergebnisse bei verschiedenen Drehzahlen relativieren allerdings die durch die traditionelle Signalanalyse gewonnenen Ergebnisse. Es zeigt sich, daß die Erregung durch die Profilwalzen einen drehzahlabhängigen Einfluß auf das Schwingungsverhalten der untersuchten Abzugsvorrichtung hat. Für eine tatsächlich adäquate Modellierung hätte also der Profilwalzeneffekt mit berücksichtigt werden müssen.

Als Maßnahmen wurden vom Hersteller veränderte Bewegungsgestze, besonders beim Wagenantrieb vorgesehen, um vor allem die Spielwirkung zu minimieren. Weiterhin wurden Untersuchungen mit glatten Abzugswalzen eingeleitet.

4.4 Baumwollkämmaschine (BWKM)

4.4.1 Problembeschreibung

An einer Baumwollkämmaschine traten im Abreißwalzenantrieb verstärkt Brüche eines Getriebegliedes auf, deren Ursache in einer zu großen dynamischen Belastung gesehen wurde. Um das Vorgehen bei der Schwingungsdiagnose besser zu koordinieren und den Arbeitsumfang abschätzen zu können, wurden vorab einige Schwingungsmessungen am entsprechenden Kämmtester mit lediglich zwei angeschlossenen Arbeitseinheiten und ohne Material durchgeführt.

Im Gegensatz zur Wollkämmaschine finden sich hier oft mehrere, meist bis zu acht Arbeitseinheiten nebeneinander, die von einem Antrieb getrieben werden. Ansonsten sind Funktions- und Arbeitsweise ähnlich der einer Wollkämmaschine, die im vorigen Abschnitt beschrieben wurde. Eine anschauliche Schilderung des Kämmvorgangs an dieser Baumwollkämmaschine findet sich u.a. auch bei Hüsing/Leifeld [70].

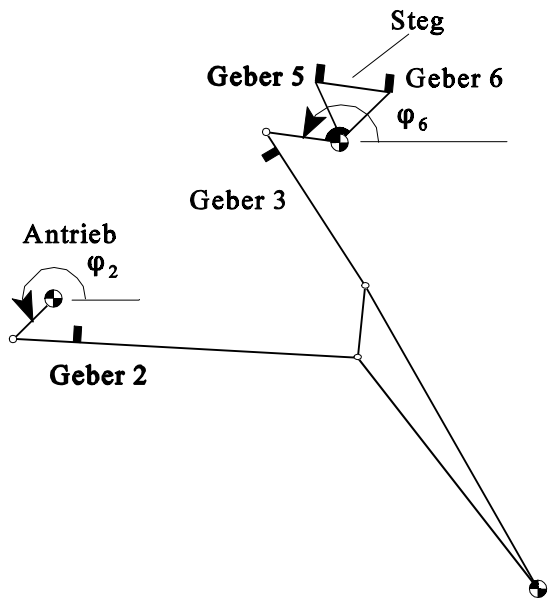


Abbildung 4.26: Kinematisches Schema des Abreißwalzenantriebs der Baumwollkämmaschine

Die Messungen mußten bei geöffnetem Getriebekasten durchgeführt werden. Um die Funktion der Meßgeber zu gewährleisten, mußte dazu auch das Getriebe trocken gelegt werden. Geber 5 und 6, vgl. Abb. 4.26, befinden sich dabei auf dem Steg des Planetengetriebes, das für die Erzeugung der alternierenden Walzendrehung zuständig ist (hier nicht mit dargestellt).

Für fünf verschiedene Drehzahlstufen konnten die Beschleunigungen an den im Abb. 4.26 gekennzeichneten Stellen aufgenommen werden.

4.4.2 Analyse

Aus den Meßschrieben, die hier nicht im vollen Umfang dargestellt werden können (vgl. [159]), ist zunächst zu erkennen, daß im gesamten Drehzahlbereich an den jeweiligen Meßstellen prinzipiell ähnliche Schwingungsverläufe gemessen wurden, vgl. Abb. 4.27. Somit kommt es in diesem Bereich zu keiner wesentlichen Veränderung des Schwingungsverhaltens der Maschine. Alle gemessenen Beschleunigungsverläufe liefern an den gleichen Stellen deutliche Anzeichen für kurzzeitige und sehr hochfrequente Schwingungen, die stoßartige Ereignisse als Schwingungsursache vermuten lassen. Besonders die am Geber 5 gemessenen Verläufe zeigen jedoch in den höheren Drehzahlbereichen, daß durch diese Ereignisse auch niederfrequentere Schwingungen um ca. 70 Hz angestoßen werden.

Um den Vergleich mit der Kinetostatik zu gewährleisten, wurden in Abb. 4.27 die Effekte, die sich aus der Drehung des Gebers im Schwerefeld der Erde ergeben bereits aus den Meßergebnissen herausgerechnet. Die Kompensation von Querbeschleunigungen wurde jedoch nicht betrieben.

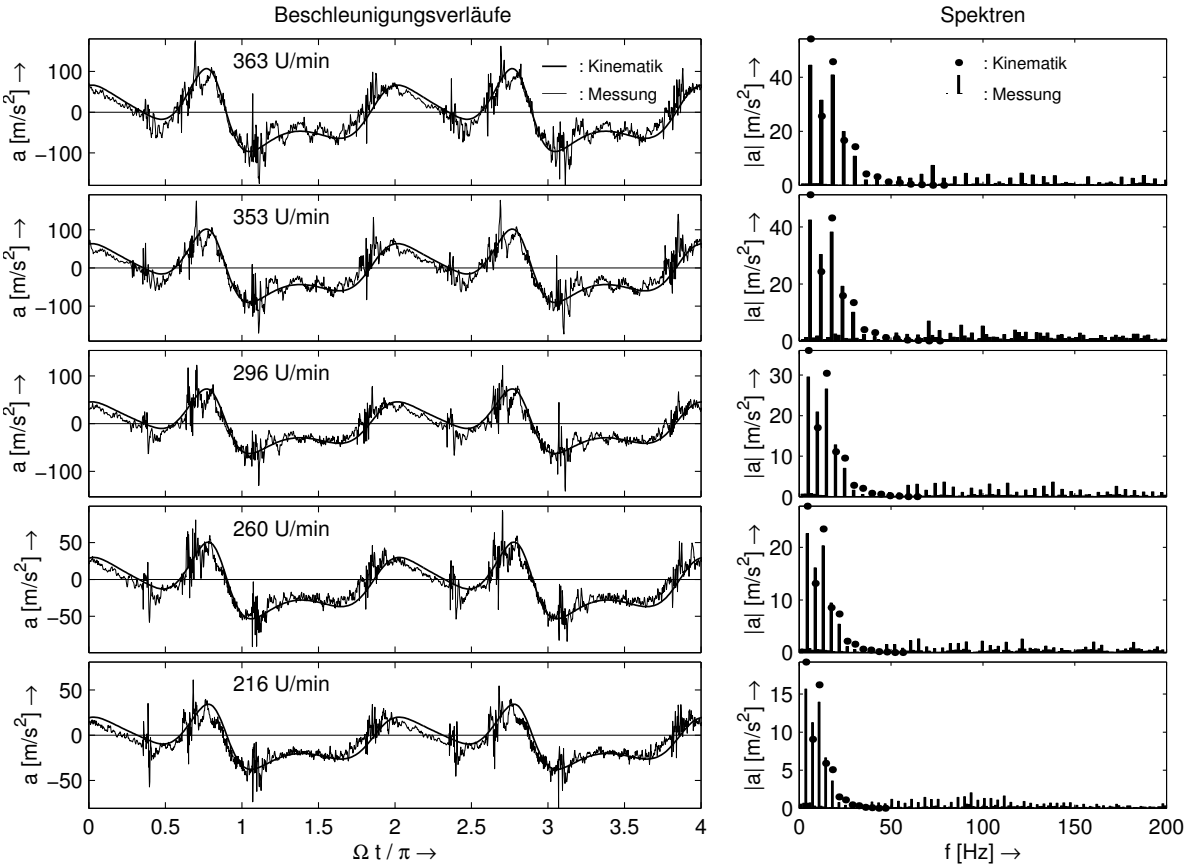


Abbildung 4.27: Baumwollkämmaschine, je 2 Perioden, verschiedene Drehzahlen: gemessene und kinematische Beschleunigungen (Geber 5) sowie zugehörige Spektren

Anschauliche Wasserfalldarstellungen sind bei der vorhandenen Drehzahlstufung nicht zu erhalten. Aber auch die Einzelspektren liefern keine eindeutigen Informationen. Einige schwach ausgebildete Seitenbandstrukturen sind zu erkennen. Am deutlichsten fallen dabei diese um ca. 70 und 130 Hz auf, jedenfalls was die höheren Drehzahlen angeht. Weiterhin sind Schwingungen mit ca. 90, 100 und im Bereich von 120 bis 140 Hz zu erwarten.

In Abb. 4.28 sind die Stoßamplituden über der Drehzahl aufgetragen, die aus gefilterten Beschleunigungsverläufen des Gebers 5 im Bereich der 70-Hz-Eigenschwingung gewonnen wurden. Daran läßt sich in etwa ein linearer Zusammenhang zwischen Drehzahl und Stoßamplituden erkennen, wobei die Qualität der Aussage ebenfalls stark unter der mangelnden Stützstellenzahl leidet. Aber laut Tab. 3.2 wäre damit ein Hinweis auf einen Spielstoß als Schwingungsursache gegeben.

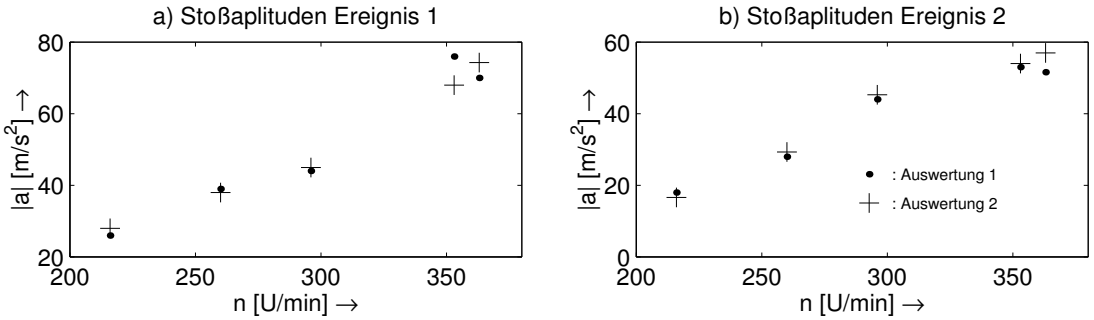


Abbildung 4.28: Entwicklung von Stoßamplituden über der Drehzahl: Auswertung zweier aufeinanderfolgender Schwingungsausschläge (Ereignisse1 und 2) im Bereich der 70-Hz-Schwingung in zwei verschiedenen Perioden (Auswertung 1 und 2)

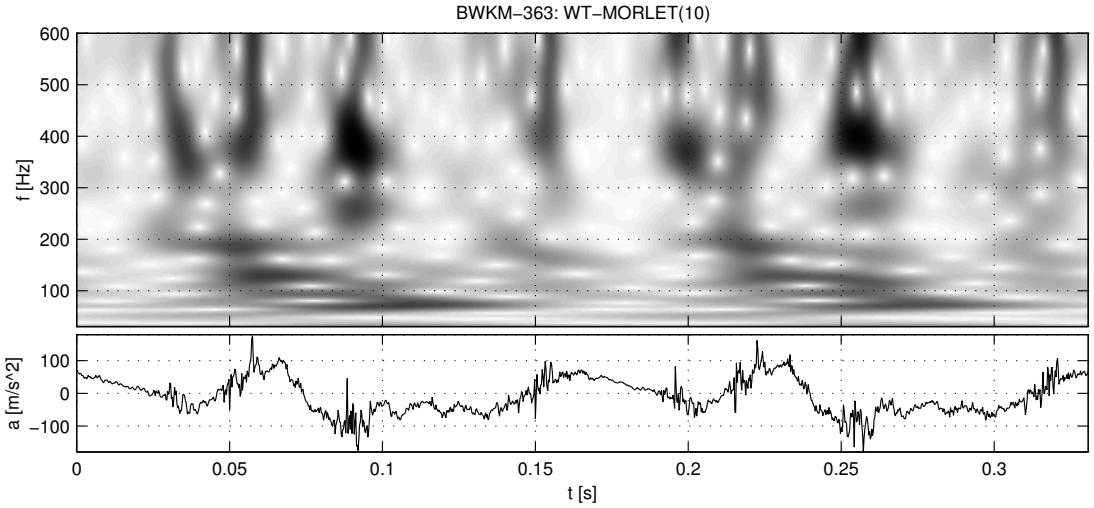


Abbildung 4.29: BWKM-363, 2 Perioden: WT-Morlet (Darstellungsbereich 30-600 Hz)

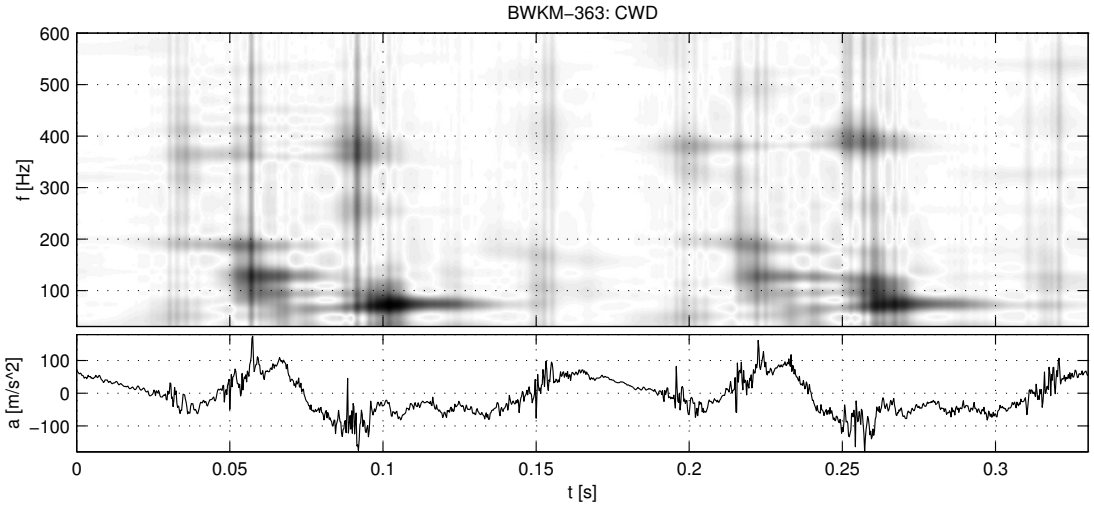


Abbildung 4.30: BWKM-363, 2 Perioden: CWD (Bandpaß 30-600 Hz)

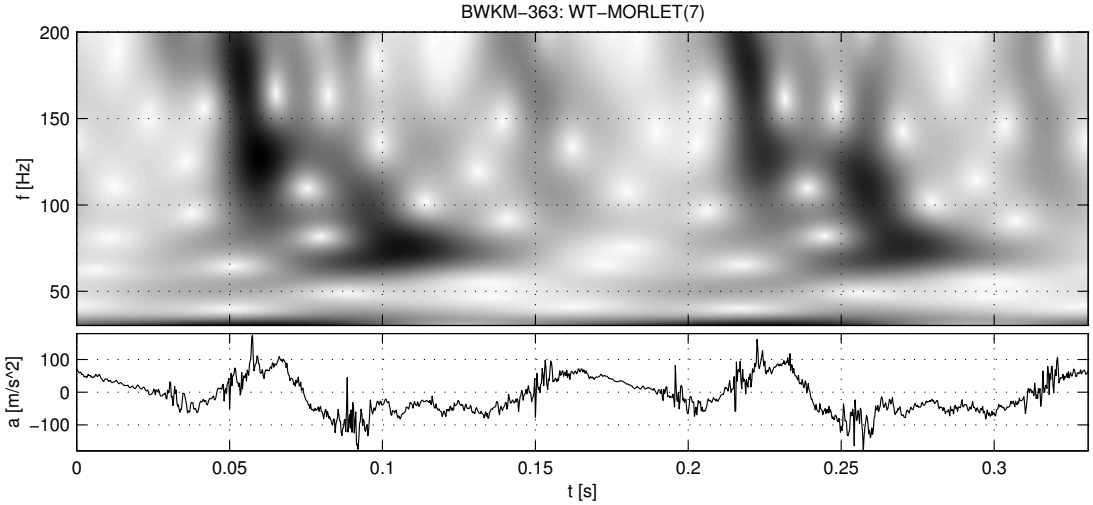


Abbildung 4.31: BWKM-363, 2 Perioden: WT-Morlet (Darstellungsbereich 30-200 Hz)

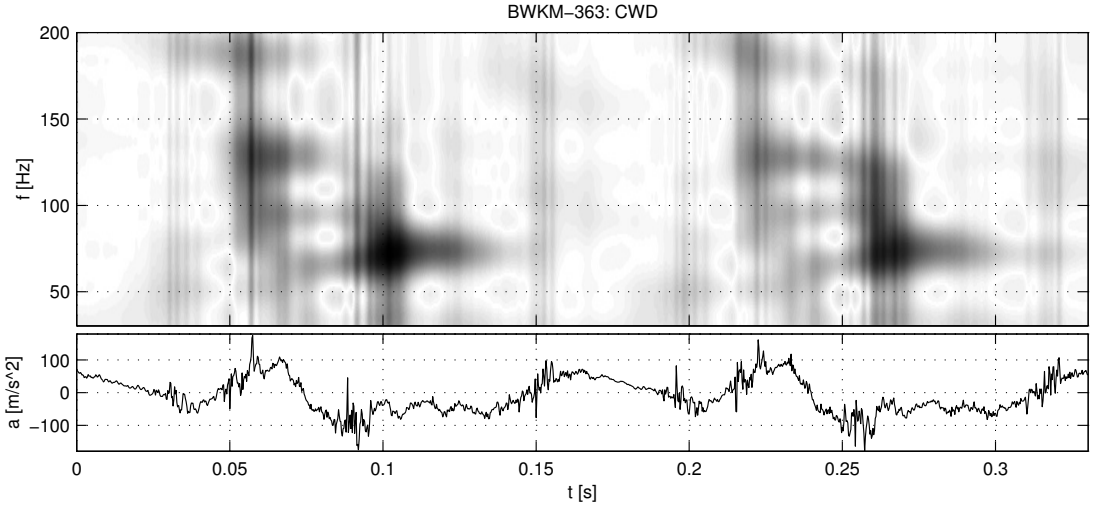


Abbildung 4.32: BWKM-363, 2 Perioden: CWD (Bandpaß 30-600 Hz)

Die Abbildungen 4.29 und 4.30 zeigen, daß die hochfrequenten Ereignisse vorrangig kurzzeitige Schwingungen um ca. 400 Hz darstellen. In Abb. 4.31 können sogar deutlich die Ereignisse im unteren Frequenzbereich selektiert werden. Wie auch den Abb. 4.31 und 4.32 zu entnehmen, fallen vor allem Ereignisse mit ca. 130 und 70 Hz auf, die genaue grafische Auswertung ergibt 136 und 73 Hz. Weitere Anteile liegen bei ca. 190, ca. 90 bis 100 Hz und ca. 60 Hz. Somit können die aus den Spektren bekannten Frequenzen den entsprechenden Ereignissen im Zeitbereich zugeordnet werden. Für die Stoßhypothese spricht hier, daß gleichzeitig nieder- und hochfrequente Schwingungen angeregt werden. Konkretere Hinweise auf Spielstöße als Schwingungsursache können in diesen Darstellungen allerdings nicht gefunden werden.

Laut Abschnitt 3.2.3.2 liefern Wavelet-Analysen mit Haarlets in hohen Frequenzen verwertbare Aussagen bezüglich der Spielstoßhypothese. Deshalb wurde das entsprechende Signal extra hochinterpoliert. Doch wie Abb. 4.33 entnommen werden kann, ist der Erkenntnisgewinn bei der Auswertung der TFR kaum größer als bei genauer Betrachtung des Zeitverlaufes. Es gelingt weder die typischen “Freiflugzonen” zu lokalisieren, noch können die bei den einfachen

Beispielsignalen beobachteten Muster plötzlich auftretender und mit der Zeit langsam abklingender Höhenrücken in Frequenzrichtung gefunden werden. Im Bereich der 400-Hz-Komponenten scheint es eher eine Folge von Stößen zu geben, was besonders im Bereich 0.05 bis 0.06 s in Abb. 4.33 deutlich wird.

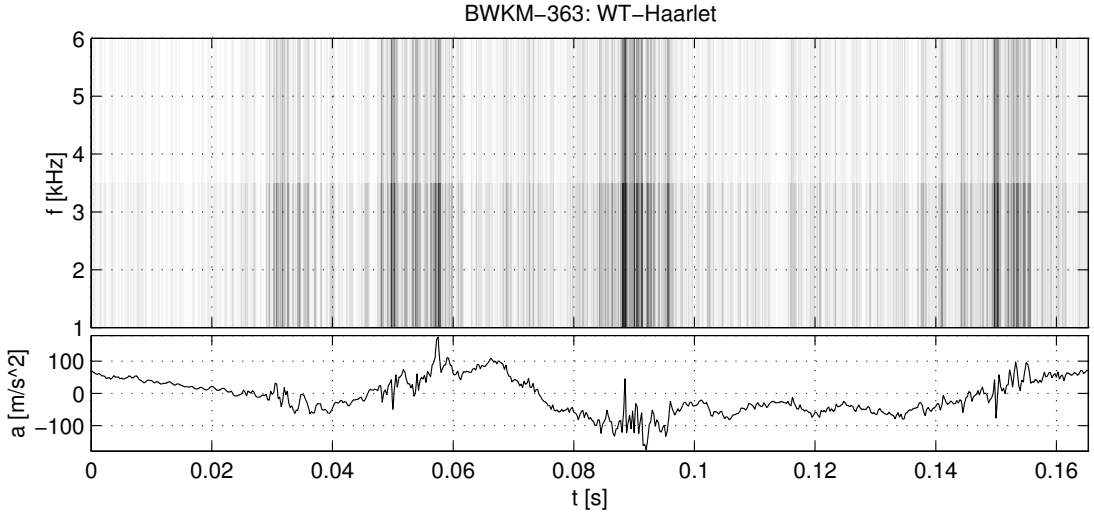


Abbildung 4.33: BWKM-363, 1 Periode: WT-Haarlet (hochinterpoliert)

An dieser Stelle sei auf ein generelles Problem bei der Analyse gemessener Signale unter Ausnutzung des Hochfrequenzverhaltens von Wavelets hingewiesen. Nach der Theorie [92] approximieren bestimmte Wavelets, zu denen auch das Haar-Wavelet gehört, für "hinreichend kleine" Frequenzparameter eine definierte Ableitung der Funktion - beim Haar-Wavelet die 1. Ableitung. So liefert die für den Spielstoß plötzlich einsetzende Schwingung (sehr steile Flanke) einen entsprechend großen Wert in der 1. Ableitung (bei einer Stufe sogar einen "unendlich" großen Wert), was durch eine entsprechende Färbung in der TFR quittiert wird.

Es stellt sich zunächst die Frage, wie klein der Frequenzparameter eigentlich gewählt werden muß, bzw. wie hoch die Analysefrequenz sein muß, um die entsprechenden Ergebnisse zu erzielen. Desweiteren muß klar sein, ob das Signal überhaupt geeignet ist, die entsprechenden Informationen zu liefern. In der Regel sind gemessene Signale nie so glatt, wie in den Signalbeispielen in Kapitel 3 gezeigt. Meist liegen hochfrequente Störungen bzw. andere hochfrequente Signalkomponenten über den eigentlich interessierenden Signalanteilen. Dadurch wird eine sachgerechte Auswertung verhindert, denn das Herausfiltern der störenden Anteile verbietet sich in diesem Falle. Ein bereits bekanntes Beispiel stellt die WKM aus dem vorigen Abschnitt dar, wo wegen des überlagerten Polygoneffektes und anderer Störungen aus einer Haarlet-Analyse praktisch keine brauchbaren Ergebnisse zu erwarten sind.

Im vorliegenden Fall der BWKM kommt aber noch ein anderer Aspekt zum tragen. Natürlich können die behandelten Beispielsignale nicht alle möglichen Schwingungsphänomene abdekken. Da der Spielstoß nach den bisher zusammengetragenen Erkenntnissen aber immer noch die wahrscheinlichste Schwingungsursache ist, erfolgt nochmals ein Blick in die Kinematik. Für einen Spielstoß im Abreißwalzenantrieb ist dabei nicht so sehr der in Abb. 4.27 eingezeichnete kinematische Beschleunigungsverlauf am Geber 5 interessant, sondern vielmehr der Verlauf der Winkelbeschleunigung des Steges. Dieser ist in Abb. 4.34 eingezeichnet. Es zeigt sich, daß die hochfrequenten Ereignisse jeweils unmittelbar nach dem Nulldurchgang dieser Winkelbeschleu-

nigung angeregt werden. Damit kommen doch Spieldurchläufe als Erregerursache in Betracht, allerdings nicht nach dem Schema des einfachen Spielstoßes, sondern sehr wahrscheinlich im Zusammenhang mit Zahnflankenspiel, welches innerhalb des Planetengetriebes durchlaufen wird. Dafür sprechen jedenfalls die aus der Haarlet-Analyse bekannten Anzeichen für mehrfach hintereinander folgende Stöße.

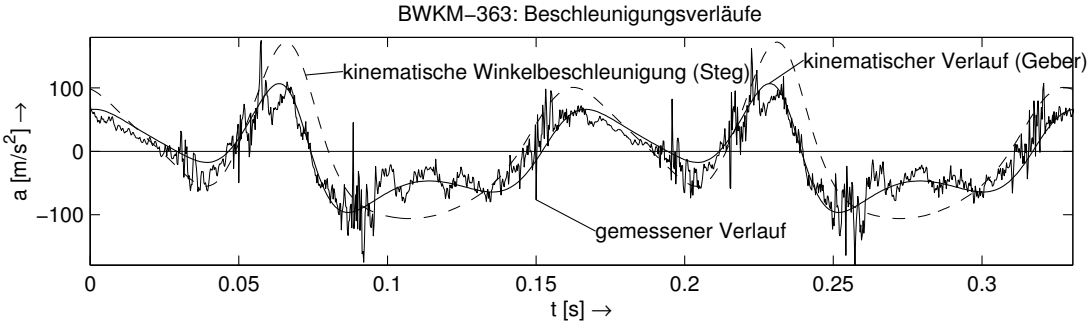


Abbildung 4.34: BWKM-363, 2 Perioden: Vergleich von gemessenem und kinematischem Beschleunigungsverlauf am Geber 5 mit dem Verlauf der Winkelbeschleunigung des Steges (nicht maßstäblich)

4.4.3 Zusammenfassung der Auswertung an der Baumwollkämmaschine

Die durchgeführten Untersuchungen haben zunächst gezeigt, daß auch kleine Meßprogramme an Verarbeitungsmaschinen, wie diese Voruntersuchungen an der Baumwollkämmaschine, relativ viel Vor- und Nachbereitungsaufwand mit sich bringen können, so z.B. die Trockenlegung des Gertiebes zur Geberpositionierung oder die Kompensation der Geber-Dreh-Effekte in den Meßsignalen.

Die systematische Auswertung der ausgewählten Signale im Zeit-, Frequenz- und im Zeit-Frequenz-Bereich sowie die Bestimmung von Stoßamplituden führte schließlich zur Untermauerung der Spiel-Hypothese. Die ausschlaggebenden Informationen dazu lieferte der Vergleich von Messung und Kinetostatik im Zeitbereich. Die Ergebnisse der Zeit-Frequenz-Analyse lassen jedoch den Schluß zu, daß dabei kein einfacher Spielstoß, sondern ein evtl. mehrfach durchlaufenes Zahnflankenspiel für die beobachteten Effekte verantwortlich ist.

In Sachen Zeit-Frequenz-Analyse soll bemerkt werden, daß die Suche nach den von den Signalmodellen her bekannten “typischen” Zeit-Frequenz-Mustern nicht immer trivial ist und zumindest eine Überprüfung der prinzipiellen “Tauglichkeit” des Signals für bestimmte Analysen erfordert. Außerdem zeigt auch dieses Beispiel, daß auf die traditionellen Methoden bei der Analyse von Mechanismenschwingungen nicht verzichtet werden kann. Die effektive Nutzung der Zeit-Frequenz-Analysen gelingt dabei häufig nur in Verbindung mit anderen Infor4mationen und Analyseresultaten.

Als Ausgangspunkt für weitergehende Meßaufgaben an dieser Maschine könnten die aufgrund der zeit- bzw. stellungsabhängigen Auswertung der Frequenzen gefundenen Informationen gelten. So sind sicher die Quellen für die 70-Hz- und die 400-Hz-Schwingung von großem Interesse. Leider sind bis heute jedoch keine weiteren Messungen an dieser Maschine erfolgt.

4.5 Verpackungsmaschine (VPM)

4.5.1 Problembeschreibung

Vom Hersteller wurden Beschleunigungsmessungen am Fußpunkt zweier baugleicher Verpakkungsmaschinen durchgeführt, von denen eine als "gut" und die andere als "schlecht" deklariert wurde. Eine derartige Maschine gilt nach Vorgaben des Kunden dann als "schlecht", wenn an den vorgeschriebenen Meßpunkten in irgendeiner Schwingrichtung bei irgendeiner Frequenz (> 2 Hz) die Schwinggeschwindigkeit von 0.1 in/s = 2.54 mm/s überschritten wird.

Gesucht wurden zum einen die Ursachen dafür, weshalb die baugleichen Maschinen so unterschiedliche Meßergebnisse lieferten, und eine der Maschinen deshalb die Anforderungen zur Abnahme nicht erfüllen konnte. Zum anderen sollten die Gründe für die vielen hochfrequenten Anteile in den Beschleunigungsspektren ermittelt werden, da diese u.a. auch für Probleme bei der Verkaufsargumentation besonders im Hinblick auf mögliche Lärmemmissionen sorgten.

Für die Auswertung standen die Beschleunigungsdaten eines Triax-Gebers am Fußpunkt bei einer Maschinendrehzahl von 350 U/min zur Verfügung. Die Meßzeit betrug 2 Sekunden bei einer Abtastrate von 12800. Als weitere Informationsquelle lagen Wasserfalldiagramme für die drei Richtung des Triax-Gebers der "guten" Maschine am selben Meßpunkt bei den Drehzahlen 250, 275, 300, 325 und 350 U/min vor.

Zur Erfüllung der verschiedenen Bewegungsaufgaben kommen mehrere verschiedene ungleichförmig übersetzende Getriebe sowie Zahnradgetriebe und Kettentriebe zum Einsatz. Zwei Umdrehungen der Antriebswelle entsprechen einem Maschinentakt, weshalb in nachfolgenden Darstellungen Ausschnitte von 4 Perioden = 2 Takte verwendet werden. Aus Platzgründen wird in den Darstellungen jeweils nur die vertikal gemessene Komponente berücksichtigt. Wenn nicht extra darauf hingewiesen wird, können für die anderen Richtungen gleiche oder ähnliche Darstellungen vorausgesetz werden. Als Abkürzungen werden VPM-g für Verpackungsmaschine guter, bzw. VPM-s, schlechter Zustand, gefolgt von der Drehzahlangabe, verwendet.

4.5.2 Ursachen für die Unterschiede in den Schwinggeschwindigkeiten

Wie Abb. 4.35 zeigt, werden die Signale von sehr hochfrequenten Komponenten dominiert. Eine Zuordnung zu den Kategorien "gut" oder "schlecht" kann anhand der Zeitverläufe nicht erfolgen. Dies ist auch anhand der Spektren in Abb. 4.36 nicht möglich, wenngleich hier schon deutlichere Unterschiede zwischen den Signalen erkennbar sind. Diese sind im gesamten Frequenzbereich zu verzeichnen, fallen aber besonders im oberen Bereich auf. Eigentlich könnten jedoch beide als schlecht bezeichnet werden, jedenfalls hinsichtlich der vielen hochfrequenten Anteile.

Für das eigentliche Problem der Nichterfüllung des Abnahmekriteriuns sind aber die niederen und nicht die hohen Frequenzkomponenten von Interesse, da mit steigender Frequenz die Beiträge zu den Schwinggeschwindigkeiten sinken. Im allgemeinen kann davon ausgegangen werden, daß die Zeitverläufe aus den niederfrequenten kinetostatischen Grundverläufen, die aus den kinetostatischen Massenkräften folgen, sowie aus überlagerten hochfrequenten Schwingungen bestehen. Da erwartungsgemäß die Massenkräfte bei baugleichen Maschinen gleich sind, müßten die niederfrequenten Verläufe übereinstimmen.

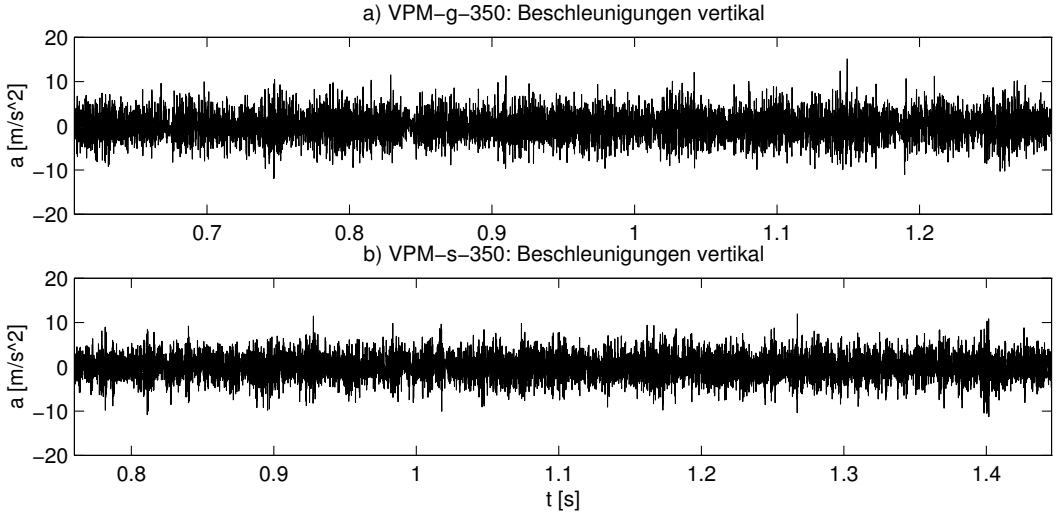


Abbildung 4.35: VPM bei 350 U/min, gemessene Beschleunigungen in vertikaler Richtung, 4 Perioden = 2 Takte: a) gut, b) schlecht

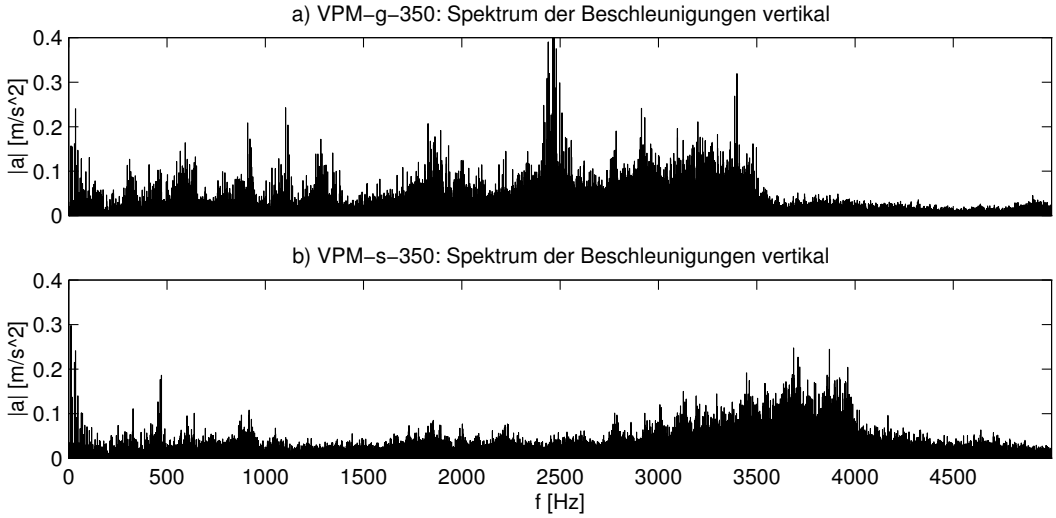


Abbildung 4.36: VPM bei 350 U/min, Beschleunigungsspektren: a) gut, b) schlecht

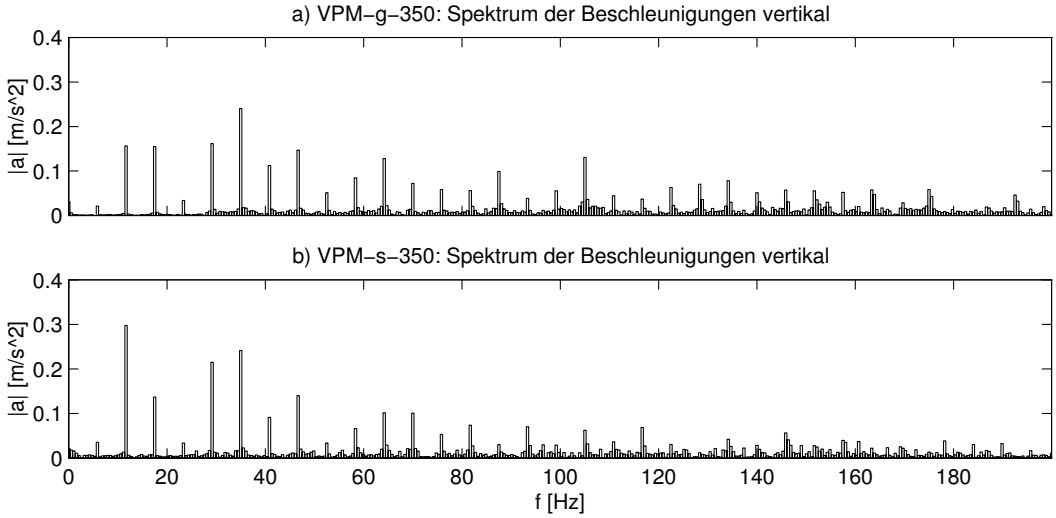


Abbildung 4.37: VPM bei 350 U/min, Beschleunigungsspektren: a) gut, b) schlecht

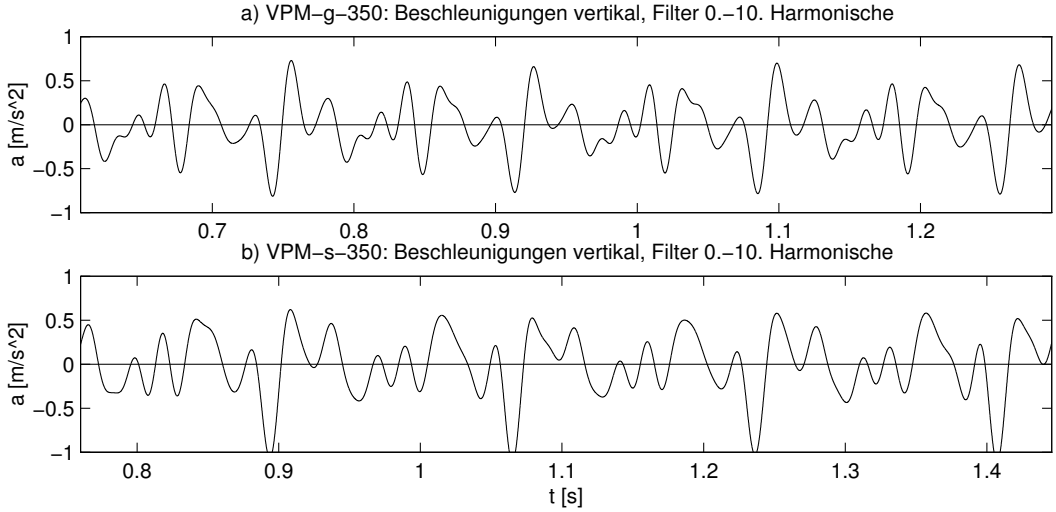


Abbildung 4.38: VPM bei 350 U/min: Beschleunigungsverläufe, Tiefpaß bis 10.Harmonische

Dies ist bei den vorliegenden Signalen nicht der Fall, so daß sogar das Triggern der Verläufe große Schwierigkeiten bereitet, vgl. Abb. 4.38. Die Spektren in Abb. 4.37. zeigen so auch im unteren Frequenzbereich markante Unterschiede, die eine Beurteilung zulassen. Vor allem in der 2. Harmonischen unterscheiden sich gute und schlechte Maschine in einer horizontalen und in der hier gezeigten vertikalen Richtung ca. um den Faktor 2.

Die Überprüfung des Abnahmekriteriums ist entweder über das Beschleunigungsspektrum nach Division der Komponenten durch ihre zugeordneten Kreisfrequenzen (Division durch $k\omega$) oder über die Zeitintegration der Beschleunigungssignale mit anschließender Fourier-Transformation möglich. Die so erhaltenen Spektren unterscheiden sich in der Regel lediglich im Gleichanteil, der für die Beurteilung hier ohne Bedeutung ist. Die Abb. 4.39 und 4.40 zeigen die durch Integration erhaltenen Geschwindigkeitsverläufe sowie die entsprechenden Spektren. Die Verletzung des Abnahmekriteriums durch die schlechte Maschine ist deutlich im Spektrum zu erkennen. Allerdings ist festzustellen, daß die gute Maschine nur unwesentlich unter dieser Marke liegt.

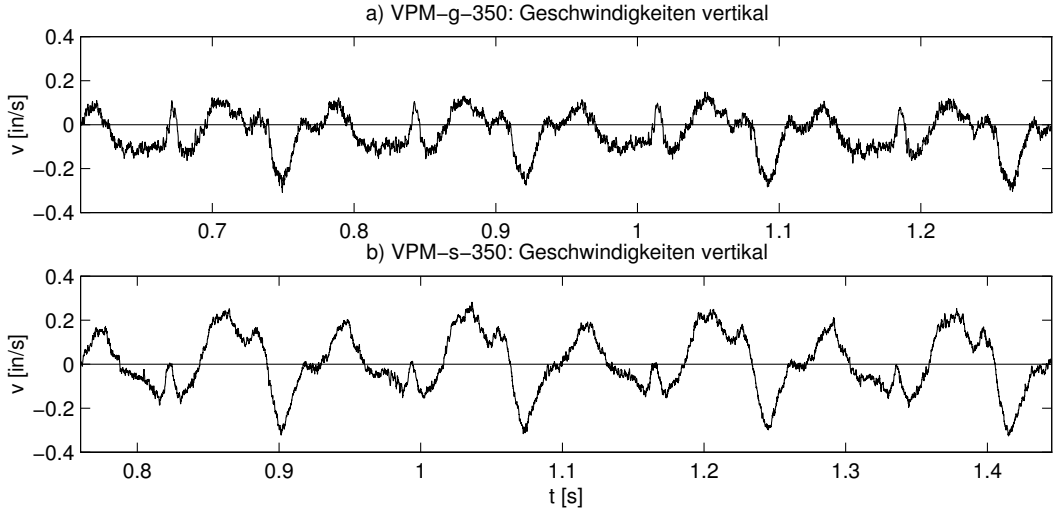


Abbildung 4.39: VPM bei 350 U/min, Zeitverläufe der Schwinggeschwindigkeiten, 4 Perioden: a) gut, b) schlecht

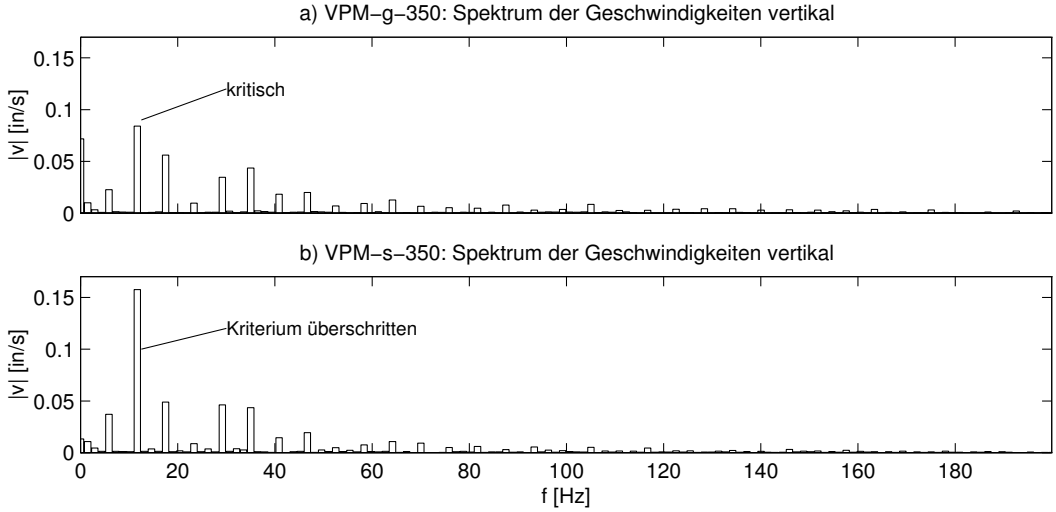


Abbildung 4.40: VPM bei 350 U/min, Spektren der Schwinggeschwindigkeiten: a) gut, b) schlecht

Wegen Baugleichheit scheiden veränderte Massen, die hier mit der 2. Harmonischen umlaufen müßten, als Ursache für die Unterschiede in den Spektren aus. Statt dessen kann Resonanz mit einer Gestelleigenfrequenz oder einer "Starrkörperfrequenz" der elastisch aufgestellten Maschine vermutet werden. Solche Resonanzstellen könnten zwischen der 2. und 3. sowie der 5. und 6. Harmonischen liegen, die bei der schlechten Maschine durch weichere Aufstellung nur etwas in Richtung 2. und 5. verschoben sind. Zusätzlich sind Exemplarstreuungen infolge unterschiedlicher Vorspannungen in den Fügestellen des Gestells möglich, was auch eine Erklärung für die Unterschiede in den höhern Frequenzbereichen darstellen könnte.

4.5.3 Ursachen für die höheren Resonanzen

Zur Bewertung der höheren Resonanzen müssen die Wasserfalldiagramme, die lediglich für die gute Maschine vorliegen, herangezogen werden. Die Auswertung aller drei Meßrichtungen ergibt weitere Eigenfrequenzen die u.a. in der Nähe von ca. 650, 750, 890, 920, 1120, 1280,

1770 Hz und im Bereich 1810 bis 1890 Hz vermutet werden, und teilweise auch in den Diagrammen in den Abb. 4.41 und 4.42 in vertikaler Meßrichtung nachweisbar sind. Drehzahlsynchrone Anteile, die die Struktur von Seitenbandfamilien zeigen, sind ebenfalls zu finden. Die auffälligsten liegen bei 350 U/min im Bereich von ca: 300, 450, 660, 910, 1830, 2450, 2730 und 2880 Hz.

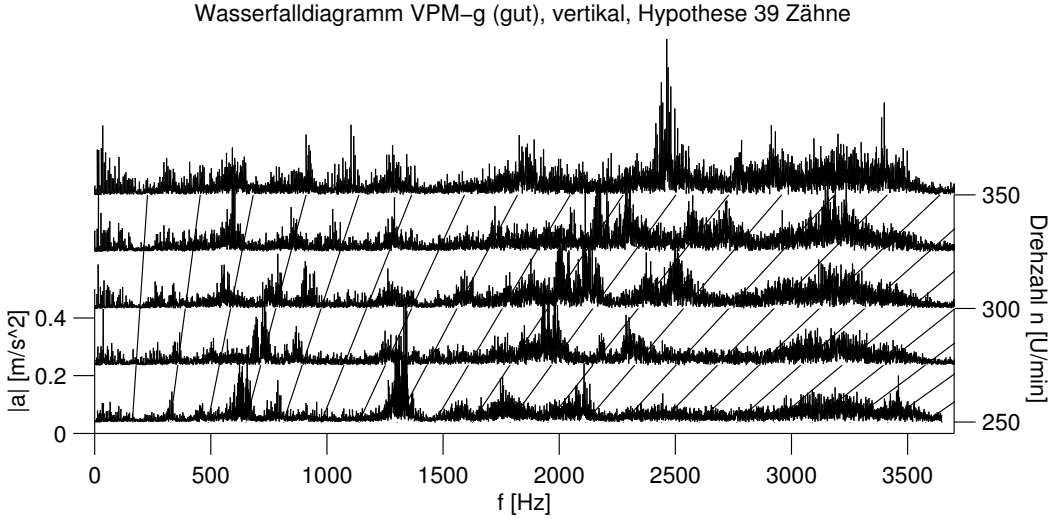


Abbildung 4.41: Wasserfalldiagramm VPM-g in vertikaler Richtung mit eingezeichneten Linien zur Überprüfung der Zahneingriffshypothese mit 39 Zähnen

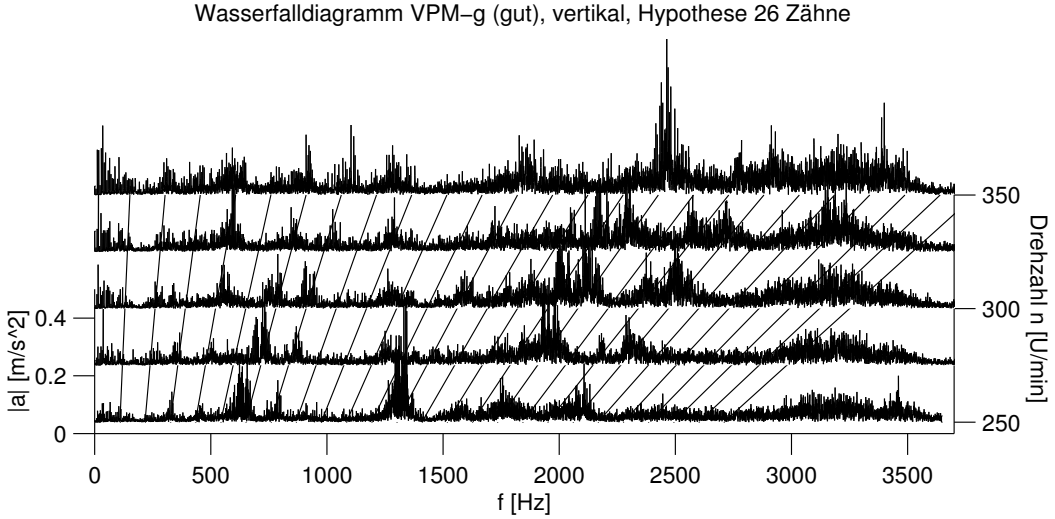


Abbildung 4.42: Wasserfalldiagramm VPM-g in vertikaler Richtung mit eingezeichneten Linien zur Überprüfung der Zahneingriffshypothese mit 26 Zähnen

Höhere Harmonische der kinetostatischen Erregung kommen in diesen Frequenzbereichen nicht als Erregerursache in Frage. Statt dessen können höhere Harmonische von Zahneingriffsfrequenzen vermutet werden, wobei die drehsynchronen Anteile ganzzahlige Vielfache der Zahneingriffsfrequenz sein müssen, die sich aus dem Produkt von Raddrehfrequenz und Zähnezahl ergibt. Bei der Suche solcher Kombinationen stößt man z.B. auf die Hypothese des Zahneingriffs mit 39 Zähnen nach Abb. 4.41, wobei Übereinstimmungen mit einigen besonders auffälligen Seitenbandfamilien mit der 2., 4., 8. und 10. bis 13. Harmonischen erreicht werden. Faßt man die 2. Harmonische bei 39 Zähnen etwa als 3. Harmonische bei 26 Zähnen auf, so

ergeben sich nach Abb. 4.42 mit der 1. bis 4., 6., 7., 12., 15., 16., 18. und 19. Harmonischen ebenfalls gute Übereinstimmungen mit drehsynchronen Anteilen. Nach diesem Muster lassen sich weitere Zähnezahlen finden. Jedoch kann trotz der hoch auflösenden Spektren infolge vieler überlagerter Effekte keine genaue Festlegung getroffen werden. Wiedersprüche zeigen sich u.a. im völligen Fehlen einiger erwarteter Anteile oder auch darin, daß einige Anteile nicht mit den eingezeichneten Hilfslinien zusammenfallen. Zwar wird vom Hersteller auf Anfrage die Existenz eines Rades mit 39 Zähnen bestätigt, doch wird gleichzeitig der dominante Einfluß bestritten.

Die Cepstren der Beschleunigungssignale der guten und auch der schlechten Maschine in Abb. 4.43 zeigen das Auftreten der Drehzahl-Rahmonischen an. Dies kann auf den Einfluß der kinetostatischen Erregerharmonischen oder auf drehfrequente Modulationen zurückgeführt werden. Da bei Mechanismen zyklussynchrone Lastschwankungen typisch sind, kommen diese noch eher als Zahnradfehler als Ursache für die Modulationen in Frage. Es muß also gar kein Defekt eines Rades vorliegen. Somit gelingt es höchstens, die Zähnezahl pro Periode zu ermitteln. Das Auftreten der höheren Rahmonischen wird zudem allgemein als Zeichen für Frequenzmodulationen gewertet, Klein [79].

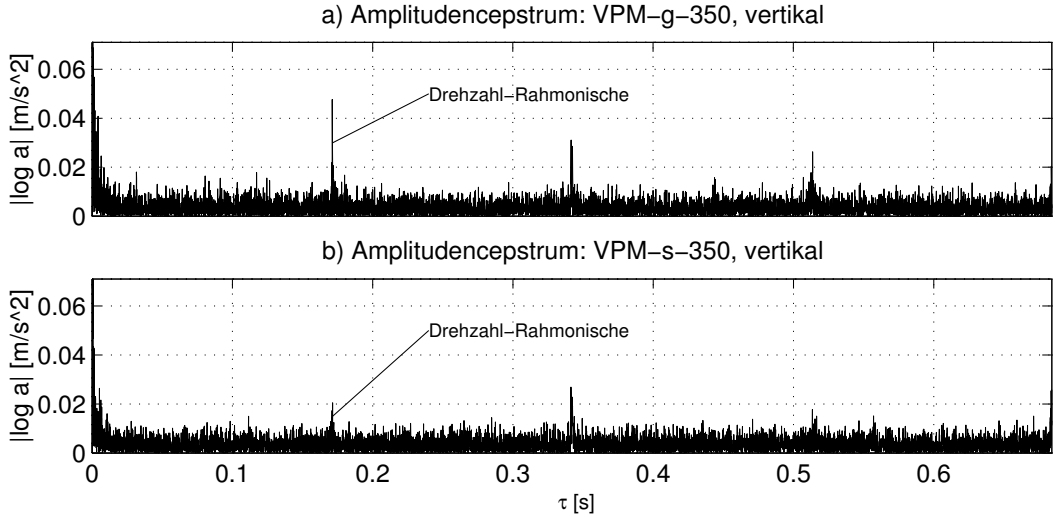


Abbildung 4.43: VPM bei 350 U/min: Amplitudencepstren, a) gut, b) schlecht

Um der Sache weiter auf den Grund zu gehen, werden Wavelet-Analysen mit Morlet-Wavelets durchgeführt. Dank der Frequenzgleichung ist eine effektive Bearbeitung der großen Datenmengen relativ schnell möglich. Die starke Kreuztermunterdrückung bei der WT ist bei solch detailreichen Signalen vorteilhaft, um überhaupt erstmal einen Überblick zu erhalten. Zu Beginn empfiehlt es sich, mehrere Analysen mit verschiedenen Morlet-Parametern durchzuführen, und die TFRs mit unterschiedlichen Farbmappings und Skalierungen usw. zu betrachten.

Auf diese Weise können aus den Übersichtsdarstellungen einige besonders interessierende Frequenzbereiche ermittelt werden. Sie entsprechen im wesentlichen den im Spektrum gefundenen Liniengruppen. Die Suche nach den Zahneingriffsfrequenzen ergibt in einigen dieser Frequenzbereichen deutliche Anzeichen für Frequenzmodulationen. Einige solcher Bereiche sind in Abb. 4.44 dargestellt. Die Auswirkungen verschiedener Morlet-Parameter sind für einen Frequenzausschnitt in Abb. 4.45 zu studieren.

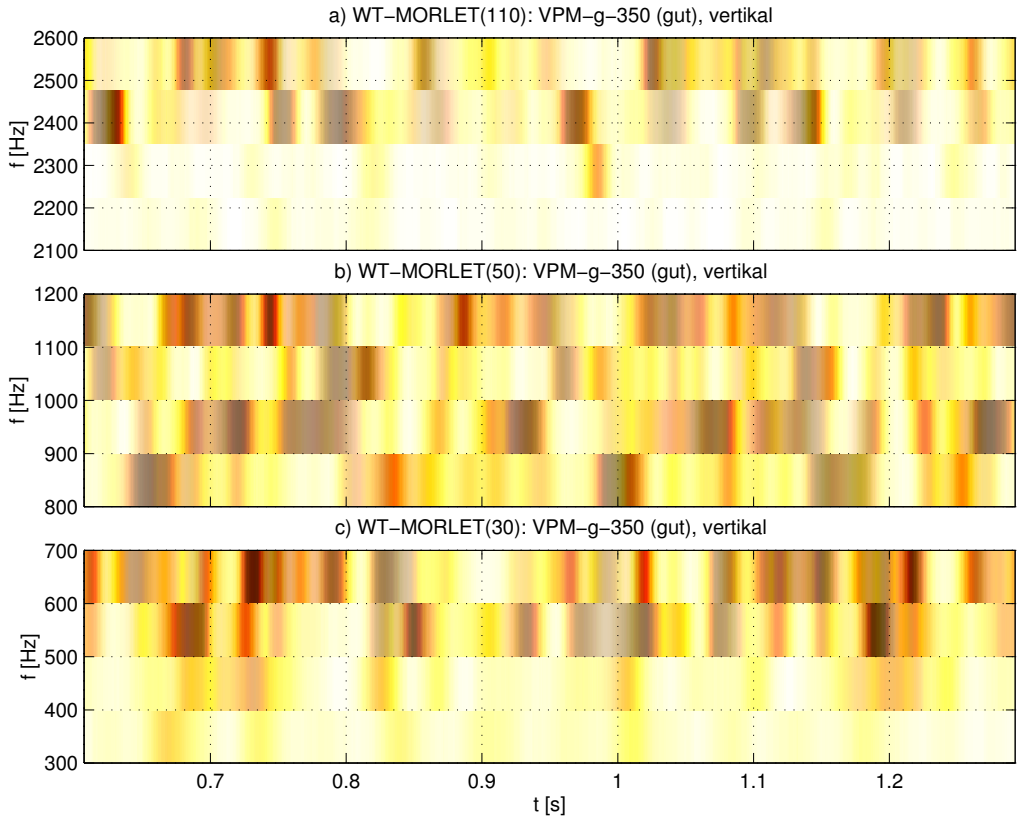


Abbildung 4.44: VPM-g-350, vertikal, 4 Perioden: WT in verschiedenen Frequenzausschnitten

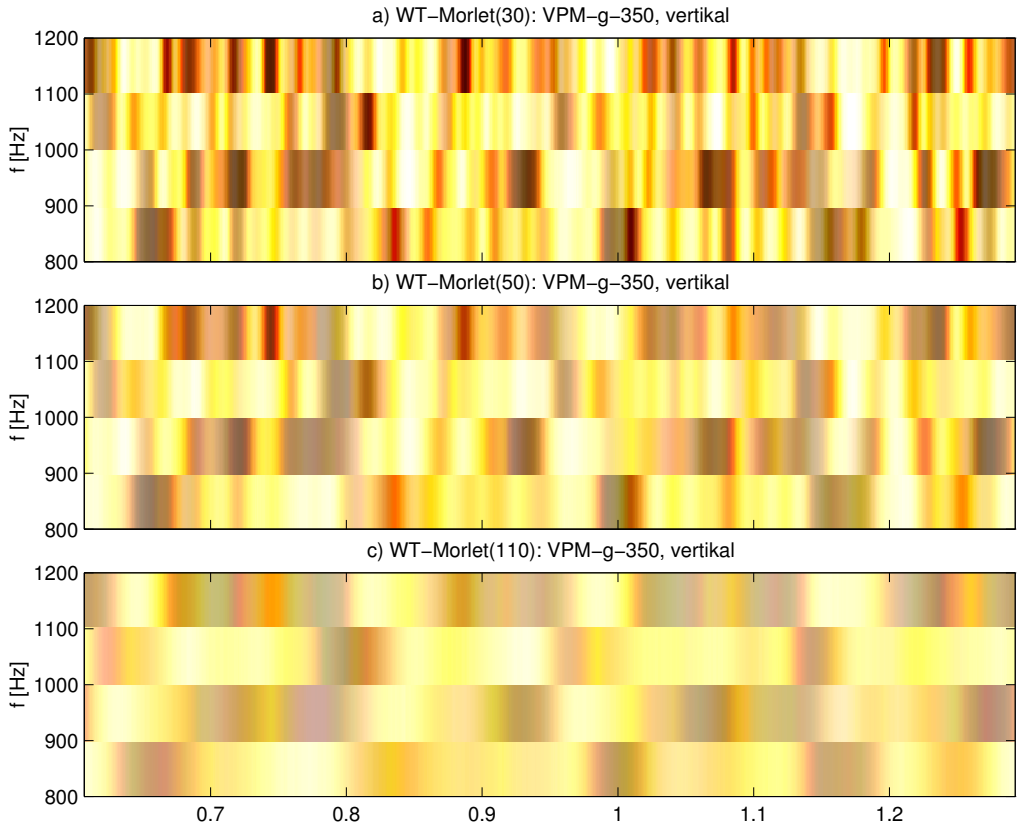


Abbildung 4.45: VPM-g-350, vertikal, 4 Perioden: WT eines Ausschnitts bei verschiedenen Morlet-Parametern

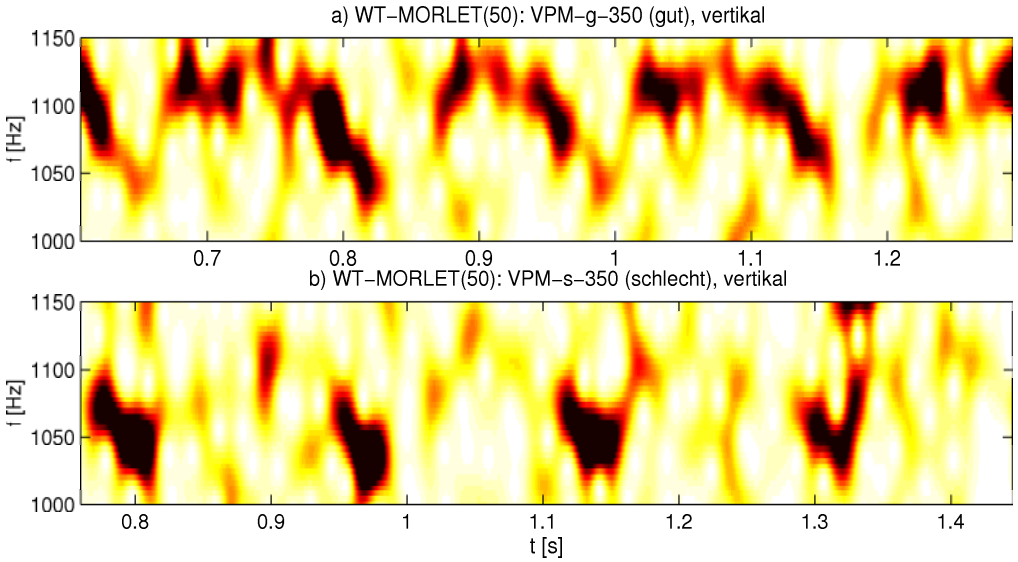


Abbildung 4.46: VPM gut und schlecht, vertikal, 4 Perioden: Vergleich der Wavelet-Transformierten für einen ausgewählten Frequenz-Ausschnitt

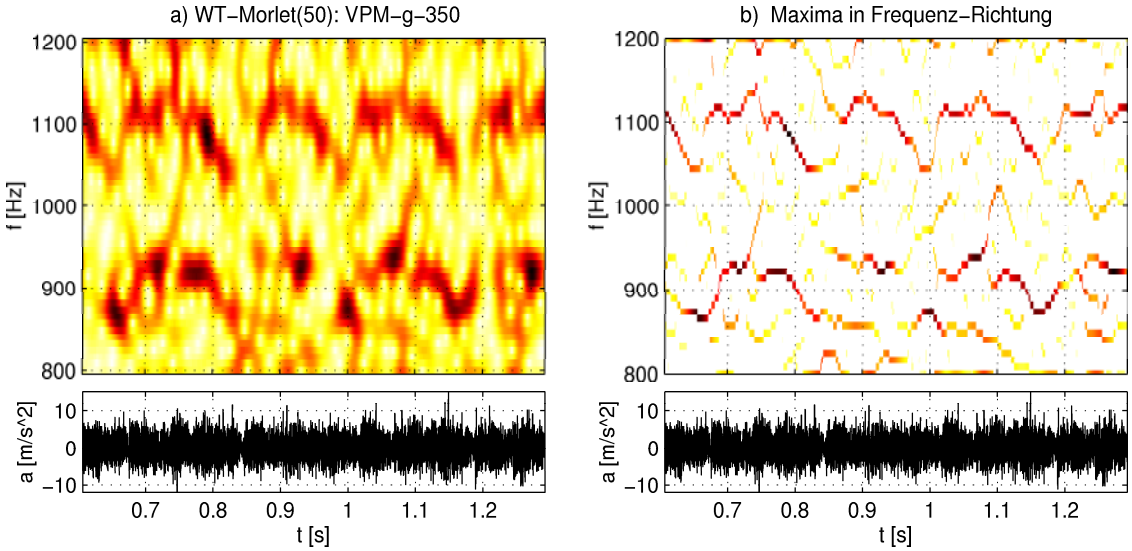


Abbildung 4.47: VPM-g-350, 4 Perioden, Maximumsuche in einem kleinen Frequenz-Ausschnitt, a) Ausgangsbasis WT-Morlet(50), b) skalierte Maxima in Frequenzrichtung

Folgende Erkenntnisse lassen sich aus den Darstellungen gewinnen: Die Annahme der drehfrequenten Modulation von Zahneingriffsschwingungen, die durch das Auftreten der Drehzahl-Rahmonischen im Cepstrum angezeigt wurde, wird bestätigt. Die markanten Bereiche stimmen mit den in den Spektren gefundenen auffälligen Seitenbandfamilien überein. Außerdem ist zu erkennen, daß die Modulationstiefen proportional mit den Trägerfrequenzen wachsen, was auf höhere Harmonische ein und derselben Grundfrequenz hinweist. Dies erklärt auch die Verbreiterung der Seitenbänder in den höheren Frequenzbereichen der Spektren. Es fällt weiterhin auf, daß einige der Modulationen zueinander versetzt sind. Dies kann durchaus auf lokale Effekte an der Maschine zurückzuführen sein, wobei die Lastschwankungen je nach Position im Zyklogramm entstehen. Damit sind diese Effekte also auch auf verschiedene Zahnräder verteilt.

Zur Ermittlung der Zahneingriffsfrequenzen sind genauere Informationen notwendig. Ausgehend von den Wavelet-Analysen können Maximumsuche oder die sog. Indikatorfunktion (auch "Skalen-Energiespektrum") herangezogen werden, vgl. Gl.(4.3) Louis et al. [92]:

$$n(a) = \int |WT_x(t,a;\psi)|^2 \, dt \tag{4.3}$$

Die Indikatorfunktion liefert durch Begrenzung des Zeitstreifens einen in Zeitrichtung gemittelten Schnitt durch das Gebirge in Frequenzrichtung. Für die Auswertung interessiert hier je Zeitstreifen die Lage der verschiedenen lokalen Maxima absolut und relativ zueinander.

Welche Schwierigkeiten die Auswertung mit sich bringt wird auch anhand der Darstellung der lokalen Maxima in Abb. 4.47 deutlich. Die Frequenzmodulationen selbst, deren veränderliche Tiefe, der Versatz der Modulationen untereinander, Überlagerungen mit vielen anderen Ereignissen und je nach Frequenzband unterschiedliche Auflösungen erschweren die Auswertung sehr. Außerdem sind nur in einigen Zeit- und Frequenzbereichen verwertbare Muster vorhanden.

So können die Bögen bei ca. 900, 1050, 2250 (nur schwach in der Grafik sichtbar) und 2450 Hz der 5., 6., 13. und 14. Harmonischen bei 30 oder 31 Zahneingriffen pro Periode zugeordnet werden. Genauere Angaben sind aus den vorliegenden Daten nicht zu gewinnen. Die Bögen bei ca. 600 Hz in Abb. 4.44c können gar nicht eingeordnet werden, da die diesbezüglichen höheren Harmonischen (proportionale Bögen) nicht ausreichend genau ermittelt werden können. Der Vergleich mit den Messungen an der schlechten Maschine ergibt ähnliche Resultate, vgl. Abb. 4.46. Hier sind die Bögen jedoch noch schlechter zu erkennen, sie fallen nicht so intensiv aus, wie auch aus den Cepstren zu schließen ist. Schließlich ist also zu vermuten, daß verschiedene Zahnräder Beiträge liefern, wie auch anhand der Wasserfall-Diagramme gefolgert werden kann.

4.5.4 Zusammenfassung der Auswertungen an der Verpackungsmaschine

Die Ursachen für die Nichterfüllung des Abnahmekriteriums konnten mit traditionellen Mitteln der Signalanalyse gefunden werden. Vor allem die richtige Beurteilung der Spektren führte zur Hypothese der zu weichen Maschinenaufstellung, die sich bei einer Überprüfung an der Maschine bestätigte. Mit der tatsächlich vorgesehenen Aufstellung konnte anschließend das Abnahmekriterium erfüllt werden.

Die Ursachen für die höheren Resonanzen konnten erfolgreich mit Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse ermittelt werden. Die Verwendung von Morlet-Wavelets führte auf anschaulich interpretierbare Darstellungen, die drehfrequent modulierte Zahneingriffsfrequenzen als Urheber der vielen sehr hochfrequenten Komponenten erkennen ließen. Dabei können die Modulationen nicht auf Zahnradfehler, sondern auf mechanismentypische Lastschwankungen zurückgeführt werden. Zur Bestätigung dieser Aussage können die zeitlich versetzten Bögen in den TFRs angeführt werden, die darüber hinaus auch auf lokale Effekte an der Maschine hinweisen.

Mit traditionellen Methoden ist die Analyse nur unzureichend und mit viel Interpretationsaufwand zu führen, denn im Gegensatz zur Zeit-Frequenz-Analyse müssen die Ursachen anhand abstrakter Merkmale gefunden werden, wie besonders bei den Cepstren deutlich wird. Zwar kann gerade über die Cepstrum-Analyse eine Hypothese formuliert werden, doch gelingt der Nachweis anschaulich erst mit Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse.

Leider gelingt es nicht, die Zahneingriffe pro Periode mit zufriedenstellender Genauigkeit zu ermitteln, da die Komponenten nur in einigen Frequenzbereichen deutlich genug auftreten und

vielerlei andere Störungen hinzukommen. Zur weiteren Schwingungsdiagnose müßten Messungen in der Nähe der in Frage kommenden Mechanismen bzw. Zahnradstufen durchgeführt werden. Weitere Untersuchungen in dieser Richtung wurden jedoch vom Auftraggeber nicht angestrebt.

Kapitel 5

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit Möglichkeiten der Identifikation von Schwingungsursachen an Maschinen mit ungleichförmig übersetzenden Getrieben anhand gemessener Schwingungssignale. Den Hintergrund bilden hier vorwiegend Verarbeitungsmaschinen, die als Haupteinsatzgebiet der auch als Mechanismen bezeichneten Getriebe gelten. Die Mechanismen sind es auch, die für eine ganze Reihe spezieller Schwingungsprobleme an solchen Maschinen sorgen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden vor allem die Fragen nach den typischen Schwingungsursachen bei Mechanismen und den Merkmalen der Schwingungserscheinungen, die sich im Zusammenhang mit der Schwingungsdiagnose an diesen Maschinen ergeben, beantwortet. Neben traditionellen Methoden der Signalanalyse im Zeit- und im Frequenzbereich werden auch Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse angewandt, die eine geeignete Darstellungsform der zumeist instationären Schwingungserscheinungen bieten. Anhand von praktischen Beispielen der Schwingungsdiagnose an Verarbeitungsmaschinen wird die Anwendung der gewonnenen Erkenntnisse demonstriert.

Im Anschluß an die Einleitung wird im Kapitel 2 kurz auf die gängigen Signalanalysemethoden im Zeit- und im Frequenz-Bereich und ihre Eignung zur Analyse von Mechanismenschwingungen eingegangen. Das Problem besteht in der Tatsache, daß die meisten mechanismentypischen Schwingungserscheinungen instationären Charakter tragen, dem die traditionellen Methoden, wie die Fourier-Analyse aber nicht gerecht werden. Einen Ausweg stellen Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse dar, die eine Beschreibung der spektralen Eigenschaften des Signals über der Zeit erlauben. Dabei können die unterschiedlichen Eigenschaften dieser Methoden sehr gut zur Analyse von Mechanismenschwingungen genutzt werden, etwa zur Bestimmung der “Signalstruktur”, von Zeitpunkten bzw. Getriebestellungen oder Frequenzverläufen einzelner Signalkomponenten.

Eine Zeit-Frequenz-Analyse sollte mit der Bestimmung der “Signalstruktur” beginnen. Dazu sind vor allem die stark glättenden Verfahren zu verwenden, wie z.B. das Kurzzeit-Spektrogramm oder die Wavelet-Transformation mit dem Morlet-Wavelet. Aber auch adaptive Methoden können hier eingesetzt werden, die allerdings meist höheren Rechenaufwand erfordern.

Daran anschließend wird die Untersuchung von vorher ausgewählten Einzelereignissen zur Ermittlung bestimmter “Signalparameter” durchgeführt. Zeitpunkte plötzlich eintretender Ereignisse, wie etwa bei Spiel- und Reibstößen, können normalerweise mit dem Haar-Wavelet ausreichend genau ermittelt werden. Praktische Analysen realer Meßergebnisse an Mechanismen zeigen jedoch, daß viele hochfrequente Störungen das Ergebnis der Analyse negativ beeinflussen können. Bei der Ermittlung von Mometanfrequenzen ist wegen der meist dicht liegenden Signalkomponenten die Suche nach lokalen Maxima in Frequenzrichtung der Schwerpunktermittlung vorzuziehen. Allerdings kommt es meist nicht so sehr auf die exakte Dar-

stellung der einzelnen Signalfrequenzen an, sondern eher auf eine Verbesserung der Lesbarkeit der Zeit-Frequenz-Darstellungen in Hinsicht auf Interpretation und Mustersuche.

Insgesamt sollte die Zeit-Frequenz-Analyse als ein iterativer Prozeß betrachtet werden, d.h. es ist ratsam, dasselbe Signal mit verschiedenen Methoden zu analysieren. Dafür gibt es mehrere Gründe:

- Meist ist die Signalstruktur unbekannt, manche Transformationen sind aber nur für bestimmte Signale brauchbar.
- Die Eigenschaften der einzelnen Transformationen beeinflussen das Ergebnis unterschiedlich, was im Vergleich die Interpretation erleichtern kann (Verschmierungen, Kreuzterme,..., vgl. Tab. 2.2, S. 32).
- Die Verfahren besitzen meist mehrere auf das Signal anzupassende Einstellparameter.
- Die Ausnutzung grafischer Nachbearbeitungen erhöht die "Lesbarkeit" (Skalierungen, Maxima,...).

Im Kapitel 3 werden aufbauend auf umfangreiche Literaturrecherchen die wesentlichen Schwingungsursachen (vgl. Tab. 3.1, S. 38) bei Mechanismen zusammengestellt und bezüglich ihrer Merkmale im Zeit-, im Frequenz- und im Zeit-Frequenz-Bereich sowie bezüglich Kinetostatik, Drehzahlabhängigkeit, Signalherkunft und anderen Besonderheiten ausgewertet. Für einige der häufigsten Ursachen werden dazu Signalmodelle (Minimalmodelle) angegeben und die entsprechenden Diskussionen anhand der mit diesen Modellen berechneten Signale durchgeführt.

Besonderes Interesse gilt neben den traditionellen Methoden hier natürlich der Zeit-Frequenz-Analyse als neuer Informationsquelle bei der Untersuchung von Mechanismenschwingungen. Um die charakteristischen Zeit-Frequenz-Muster herauszuarbeiten, werden dabei mehrere Transformationen miteinander verglichen. Es zeigt sich, daß bei den hier simulierten "ungestörten" Signalverläufen im wesentlichen Kurzzeit-Spektrogramme, Wavelet-Transformationen mit Morlet- oder Haar-Wavelets und Choi-Williams Verteilungen zur Analyse ausreichen.

Die gesammelten Erkenntnisse münden schließlich in einer Übersicht (vgl. Tab. 3.2, S. 76), in der die Merkmale nicht nach den Ursachen sortiert sind, sondern entsprechend der zu empfehlenden Reihenfolge bei der Untersuchung realer Meßsignale nach Zeit-, Frequenz- und Zeit-Frequenz-Bereich sowie weiteren Informationsquellen.

Im Kapitel 4 folgen praktische Beispiele der Schwingungsdiagnose an Verarbeitungsmaschinen. Die Beispiele liefern auch einen Einblick in die vielfältigen Fragestellungen, die sich im Rahmen solcher Untersuchungen ergeben können. So gaben geplante Drehzahlsteigerungen an einer Schneidemaschine sowie Untersuchungen zur Dimensionierung der Hauptwelle einer anderen Schneidemaschine Anlaß zu Analysen des dynamischen Verhaltens. Bei der Wollkämmaschine in Beispiel 3 bildeten ebenfalls Maßnahmen zur Drehzahlsteigerung den Hintergrund für die durchgeführten Messungen. Brüche in Getriebegliedern waren gar der Grund für erste Voruntersuchungen an einer Baumwollkämmaschine. Den Ursachen für die Nichterfüllung der durch den Käufer von Verpackungsmaschinen gesetzten Abnahmekriterien sowie für die vielen hochfrequenten Störungen wurde im letzten Beispiel nachgegangen.

Für die Schneidemaschinen ergibt sich der für sie typische Stabilitätsverlust in endlichen Zeitbereichen als wesentliche Schwingungsursache, welche in diesen Fällen besonders leicht über das charakteristische Muster in der Zeit-Frequenz-Ebene identifiziert werden kann. Üblich für solche Maschinen sind auch Stoßereignisse, die wie bei Schneidemaschine 2 z.B. auf Schnittschläge zurückzuführen sind.

Spielstöße in Gelenken des Wagenantriebs können bei der Wollkämmaschine als eine der Schwingungsursachen angeführt werden. An diesem Beispiel wird außerdem deutlich, daß auch andere, nicht mechanismentypische Ursachen das Schwingungsverhalten von Verarbeitungsmaschinen beeinflussen können. In diesem Fall kommt besonders der Polygoneffekt an den Abzugswalzen zum tragen. Bei der Baumwollkämmaschine ist vermutlich von Zahnflankenspiel als Störungsursache auszugehen, während bei der Verpackungsmaschine höhere Harmonische drehsynchron modulierter Zahneingriffsschwingungen für viele hochfrequente Störungen sorgen.

Da solche Ursachen nicht unbedigt typisch sind für diese Maschinen, besteht ein unangenehmer Begleiteffekt darin, daß die entsprechenden Meßsignale vom Bearbeiter meist nur sehr schwierig zu interpretieren sind. Hier stellen die Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse das geeignete Werkzeug zur leichten und schnellen Identifikation dar, wie besonders bei der Wollkämm- und der Verpackungsmaschine deutlich wird. Eine weitere Erkenntnis aus den Zeit-Frequenz-Analysen ist, daß solche Ursachen durchaus von mechanismentypischen Effekten geprägt sein können, wie z.B. beim Polygoneffekt in Verbindung mit der alternierenden Walzendrehung oder bei den durch zyklische Lastschwankungen modulierten Zahneingriffsschwingungen.

Bezüglich der Anwendung der Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse ist weiterhin zu bemerken, daß auch bei gemessenen Signalen in den meisten Fällen Wavelet-Analysen mit Morlets und Haarlets, Choi-Williams Verteilungen und Spektrogramme ausreichen. Aber auch adaptive Verfahren wie die Adaptive Optimal-Kernel oder auch die Reassignment-Methode sind bei entsprechend größerem Rechenaufwand gut geeignet. Zur Verarbeitung besonders großer Datenmengen besitzt vor allem das Morlet-Wavelet Vorzüge. Bei hochfrequent gestörten Signalen sind Haarlet-Analysen zur Ermittlung von Zeitpunkten u.U. ungeeignet.

Der Wunsch nach einer weitestgehend automatisierten Mustersuche zur Identifikation von Schwingungsursachen bei Mechanismen ist zwar nicht unrealistisch, unter dem hier skizzierten Szenario ständig wechselnder Meßobjekte und Untersuchungsziele jedoch kaum durchsetzbar. Dazu sind die an verschiedenen Maschinen gemessenen Signale zu unterschiedlich und der Aufwand zum Einstellen solcher Auswertungen zu hoch. So müßten z.B. für jede Analyse erstmal vernünftige Schwellwerte definiert werden, denn nicht alle Effekte, die etwa in ein Muster “Stoß” passen sind dann auch welche oder sind gleichermaßen interessant. Zudem steht nicht das Registrieren des Ereignisses im Vordergrund sondern die Ermittlung der Ursache, bei der auch weiterhin das Wissen des Ingenieurs gefragt sein wird.

An dieser Stelle sei auch bemerkt, daß Versuche (hier nicht gezeigt), die anderen verallgemeinerten Darstellungen zur Auswertung heranzuziehen von wenig Erfolg geprägt waren. Größtes Hindernis war dabei der Verlust des Zeit- und oder des Frequenzbezuges in den Darstellungen, und damit der Übergang zu abstrakten Mustern. Komplizierte Umrechnungen und zusätzlich auftretende Aliasing-Effekte erhöhen zudem das Potential zur Fehlinterpretation.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte gezeigt werden, daß die Signalauswertung mit Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse eine Erweiterung und Ergänzung der bisherigen Methoden der Signalanalyse darstellt. Trotz der zusätzlichen Informationen über das Zeit-Frequenz-Muster basiert die Interpretation dieser Muster letztlich auf Erkenntnissen, die durch Anwendung traditioneller Methoden und sämtlicher anderer Zusatzinformationen zur Maschine und Signalherkunft gewonnen werden. Anders herum zeigt sich auch, daß das Auftreten bestimmter Effekte im Zeit- oder im Frequenzbereich erst durch die Interpretation in der Zeit-Frequenz-

Ebene erklärt werden kann. So liefern die hier durchgeführten Untersuchungen quasi rückwirkend Erkenntnisse für eine bessere Identifikation der typischen Merkmale anhand von Zeit- und Frequenzbereichsdarstellungen, welche auch weiterhin ihre Bedeutung bei der Signalanalyse bei Mechanismenschwingungen behalten werden.

Für die Analyse von Mechanismenschwingungen ist letztlich folgendes Vorgehen zu empfehlen:

1. Bewertung von Informationen zur Signalherkunft:
   - Informationen zur Maschine (Einsatzbedingungen, Besonderheiten, Verarbeitungsgut, ...)
   - Meßbedingungen (Meßstellen, Drehzahlbereiche, Betriebszustände, ...)
   - Erkenntnisse aus anderen Messungen (Spektral-, Modalanalyse, ...)
   - Beschreibung der Problematik (subjektive Beurteilungen durch den Betreiber)
   - Hypothesen über mögliche Schwingungsursachen
   - Zielstellungen für die Analyse formulieren

2. Traditionelle Signalanalyse im Zeit- und im Frequenzbereich:
   - visuelle Signalauswertung im Zeitbereich (Glättung, Filterung, Vergleich mit Rechenergebnissen, Kinetostatik, ...)
   - Auswertung im Frequenzbereich (Eigenfrequenzen, Resonanzstellen, Erregerfrequenzen,...)
   - Zusammenstellung interessierender Zeit- und Frequenzbereiche (Filtergrenzen, Zeitabschnitte, auffällige Ereignisse, ...)
   - Überarbeitung der Hypothesen

3. Signalanalyse im Zeit-Frequenz-Bereich:
   - Suche nach aussagekräftigen Darstellungen zur Interpretation der “Signalstruktur” (Verwendung verschiedener Transformationen, Veränderung der Einstellparameter, Nachbearbeitungen...)
   - Bearbeitung von Fragestellungen entsprechend der aufgestellten Hypothesen (Suche nach entsprechenden Mustern, ...)
   - Einordnung und Bewertung gefundener Muster anhand bereits bekannter Analyseergebnisse (Spektrallinien, Plausibilität, ...)

4. Maschinendynamische Interpretation der Ergebnisse:
   - Zuordnung der Muster zu konkreten Schwingungsursachen (Orientierung an Kinematik/Kinetostatik, Plausibilität, ...)
   - Bestimmung von Getriebestellungen bestimmter Ereignisse durch Ermittlung von Zeitpunkten (Gelenkspiel? Reibstoß? Welches Gelenk? ...)
   - Zuordnung und Erklärung von Frequenzen, Frequenzverläufen (Lage, Verlauf, Dauer, ...)

Literaturverzeichnis

[1] Auersperg,J.: Untersuchungen kleiner Schwingungen in ebenen Koppelgetrieben mit mehreren Freiheitsgraden. Diss. TH Karl-Marx-Stadt (TU Chemnitz), 1980

[2] Auger,F.;Flandrin,P.: The why and the how of time-frequency reassignment. IEEE International Symposium on Time-Frequency and Time-Scale Analysis, Philadelphia: 1995, S. 197-200

[3] Auger,F.;Flandrin,P.: Improving the Readability of Time-Frequency and Time-Scale Representations by the Reassignment Method. IEEE Transactions on Signal Processing, 43 (1995) 5, S. 1068-1089

[4] Baraniuk,R.G.;Jones,D.L.: A Signal-Dependent Time-Frequency Representation: Optimal Kernel Design. IEEE Transactions on Signal Processing, 41 (1993) 4, S. 1589-1602

[5] Bauer,S.: Fehlerdiagnose bei Luftfahrttriebwerken. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 250. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997

[6] Becker,L.: Experimentelle und numerische Untersuchungen von Kombinationsresonanzen. Diss.: Universität (TH) Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, 1972

[7] Bengisu,M.T.;Hidayetoglu,T.;Akay,A.: A Theoretical and Experimental Investigation of Contact Loss in the Clearances of a Four-Bar Mechanism. Trans. ASME J. of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design 25 (1985) Paper 85-DET-4 (8 S.)

[8] Boashash,B.: Note on the Use of the Wigner Distribution for Time-Frequency Signal Analysis. IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, 36 (1988) 9, S.1518-1521

[9] Boashash,B.;Jones,G.: Instantaneous Frequency and Time-Frequency Distributions. In: Time-Frequency Signal Analysis, ed. by B. Boashash. Longman Cheshire, 1992, S. 43-73

[10] Boashash,B.;O'Shea,P.: Signal Detection Using Time-Frequency Analysis. In: Time-Frequency Signal Analysis, edited by B. Boashash. Longman Cheshire, 1992, S. 279-304

[11] Boashash,B.;Reilly,A.P.: Algorithms for Time-Frequency Signal Analysis. In: Time-Frequency Signal Analysis, edited by B. Boashash. Longman Cheshire, 1992, S. 163-181

[12] Bolotin,W.W.: Kinetische Stabilität elastischer Systeme. Berlin: Deutscher Verlag der Wissenschaften, 1961

[13] Bormann,J.;Ulbrich,H.: Verbesserung des dynamischen Verhaltens zwangläufiger Mechanismen durch akive Stelleingriffe - Theorie und Experiment. VDI Berichte Nr. 1315. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1997

[14] Braune,R.: HS-Profile mit vielen Harmonischen - Wirkungsvolle Schwingungsreduzierung in Kurvengetrieben bei extremen Bewegungsanforderungen. VDI-Berichte Nr. 1111. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994, S. 127 - 153

[15] Brigola,R.: Fourieranalysis, Distributionen und Anwendungen. Braunschweig, Wiesbaden: Verlag Vieweg, 1997

[16] Chucholowski,C.: Simulationsrechnung der Kolbensekundärbewegung. Diss. TU München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, 1986

[17] Chui,C.K.: An Introduction to Wavelets; Academic Press, Inc., 1992

[18] Claasen,T.A.C.M.;Mecklenbräuker,W.F.G.: The Wigner distribution - A tool for time-

frequency signal analysis - Part II : Discrete-time signals. Phillips Journal of Research, vol 35 (1988) 4/5, S. 276-300

[19] Claasen,T.A.C.M.;Mecklenbräuker,W.F.G.: The Wigner distribution - A tool for time-frequency signal analysis - Part III : Discrete-time signals. Phillips Journal of Research, vol 35 (1980) 6, S. 372-389

[20] Cohen,L.: Introduction: A Primer on Time-Frequency Analysis. In: Time-Frequency Signal Analysis, edited by B. Boashash. Longman Cheshire, 1992, S. 3-42

[21] Cohen,L.;Posch,T.E.: Positive Time-Frequency Distribution Functions. IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, 33 (1985) 1, Febr. 1985, S. 31-38

[22] Coifman,R.;Wickerhauser,M.V.: Entropy based algorithms for best basis selection. IEEE Transactions on Information Theory, 32 (1992), S. 712-718

[23] Daubechies,I.: Ten Lectures on Wavelets. SIAM, 1992

[24] Deierlein,U.: Bewertungskriterien für Eigenschwingformen und deren Anwendung auf Textilmaschinen. Diss. Technische Universität Karl-Marx-Stadt (Chemnitz): 1989

[25] Deutsch,R.;Hoffmann,G.;Pohl,K.: Auslegung von Kurvengetrieben für Hochleistungspackmaschinen. VDI-Berichte Nr. 847. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1990, S. 1-19

[26] Dittrich,G.;Wehn,V.: Fachgebiete in Jahresübersichten: Ungleichförmig übersetzende Getriebe. VDI-Z 132 (1990) 11 Special Antriebstechnik, S. 122-136

[27] Dittrich,G.;Müller,J.: Fachgebiete in Jahresübersichten: Ungleichförmig übersetzende Getriebe. VDI-Z 134 (1992) 11 Special Antriebstechnik, S. 92-104

[28] Dittrich,G.;Müller,J.: Fachgebiete in Jahresübersichten: Ungleichförmig übersetzende Getriebe. VDI-Z 137 (1995) 3 Special Antriebstechnik, S. 76-89

[29] Deierlein,U.: Parametererregte Schwingungen im Frontmesserantrieb einer Buchschneidemaschine. Interner Bericht. Fa. Kolbus/Rahden. 1996

[30] Dresig,H.: Schwingungen in Antrieben von Verarbeitungsmaschinen. VDI Berichte Nr. 1220. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995

[31] Dresig,H.: Zur Identifikation von Schwingungsursachen in ungleichförmig übersetzenden Mechanismen. Im Sammelband “Identifikation mechanischer Systeme”. TU Dresden, 1996, S. 49 - 56

[32] Dresig,H.;Fiedler,L.;Zschieschang,T.: Aspekte der Schwingungsdiagnose bei Mechanismen. VDI-Berichte Nr.: 1466, Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, S. 477- 492

[33] Dresig,H.;Stelzmann,U.: Zur Theorie des Kontaktverlustes in spielbehafteten Drehgelenken. Technische Mechanik 8 (1987), S. 40 - 45

[34] Dresig,H.;Vul`fson,J.I.: Dynamik der Mechanismen. Verlag Harri Deutsch und Springer-Verlag Wien, 1989

[35] Dresig,H.;Vul`fson,J.I.: Maßnahmen und Beispiele zur Lösung dynamischer Probleme bei Verarbeitungsmaschinen. Konstruktion 42 (1990), S. 369-376

[36] Dresig,H.;Vul`fson,J.I.: Kriterien zur Bewertung des dynamischen Einflußes von Spiel in zyklischen Mechanismen. Konstruktion 45 (1993) S. 351 - 357

[37] Dubowsky,S.;Gardener,T.N.: Design and analysis of multilink flexible mechanisms with multiple clearance connections. Trans. ASME, J. Engng. Ind., 99B (1977) 1, S. 88-96

[38] Dubowsky,S.;Deck,J.F.;Costello,H.: The dynamic modelling of flexible spatial machine systems with clearance connection. Trans. ASME J. of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design 109 (1987) 3, S.87-94

[39] Earles,S.W.E.;Kilicay,O.: Predicting impact conditions due to bearing clearances in linkage mechanisms. Procedings 5. World Congress IFToMM, Montreal, Canada, 1979, Bd. 2, S. 1078-1081

[40] Earles,S.W.E.;Wu,C.L.S.: Motion analysis of a rigid-link mechanism with clearance at a bearing, using Lagrangean mechanics and digital computing. Mechanisms, Inst. Of Mech. Engng. London, 1973, S. 83-89

[41] Earles,S.W.E.;Wu,C.L.S.: Predicting the Occurence of contact loss and impact at a bearing from a zero-clearance analysis. Proc. 4th World Cong., IFToMM, Newcastle upon Tye, England, 1975, S. 1013-1018

[42] Fawcett,J.N.;Burdess,J.S.:Effects of bearing clearance in a four-bar linkage. Proceedings 3. World Congress IFToMM, Kupari, Jugoslavien, 1971, Bd. C, S. 111-126

[43] Fiedler,L.: Analyse von Schwingungssignalen im Zeit-Frequenz-Bereich. Studienarbeit, TU Chemnitz, Institut für Mechanik, 1997

[44] Fiedler,L.: Analyse von Maschinenschwingungen mit Hilfe adaptiver Zeit-Frequenz-Analyse-Verfahren (insbesondere Wavelets). Diplomarbeit, TU Chemnitz, Institut für Mechanik, 1998

[45] Fischer,U.;Stephan,W.: Mechanische Schwingungen. Leipzig: Fachbuchverlag, 2. Aufl., 1984

[46] Furuhashi,T.;Morita,N.: Dynamic interactions of joint clearances and torsional elasticity. In: Bulletin of the JSME. - Tokio 29 (1988) 256, S. 3600-3605

[47] Gaberson,H.A.: Application of Choi-Williams Reduced Interference Time Frequency Distribution to Machinery Diagnostics. Shock and Vibrations, 2 (1995) 6, S. 437-444

[48] Geiger,F.: Zur Schwingungstechnik der Kurbelschwinge. Getriebetechnik Reuleaux-Mitteilungen, 7 (1939) 4, S. 197-203

[49] Geng,Z.;Qu,L.: Vibrational Diagnosis of Machine Parts using the Wavelet Packet Technique. British Journal of NDT, 36 (1994) 1, S. 11-15

[50] Geropp,B.: Schwingungsdiagnose an Wälzlagern mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse. Aachener Beiträge zur Angewandten Rechentechnik. Band 14, Verlag der Augustinus Buchhandlung, 1995

[51] Geropp,B.;Bauer,B.: Schadensdiagnose an Verzahnungen mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse. VDI Berichte Nr. 1416. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998, S. 401-414

[52] Glocker,Ch.: Dynamik von Starrkörpersystemen mit Reibung und Stößen. VDI Fortschritt-Berichte Nr 182 Reihe 18, Düsseldorf : VDI-Velag, 1995

[53] Goloskokow,E.G.;Filipow,A.P.: Instationäre Schwingungen mechanischer Systeme. Akademie-Verlag, Berlin: dt. Ausgabe, 1971

[54] Grant,S.J.;Fawcett,J.N.: Comparison of relative motion at form-closed and force-form-closed connectios. Proc. 2nd. IFToMM int. Symp. Linkages and Comput. Aided Design Methods, Bucharest, Romania 1 (1977) 2, S. 269-280

[55] Grant,S.J.;Fawcett,J.N.: Effects of Clearance at the Coupler-Rocker Bearing of a 4-Bar Linkage. Mechanism and Machine Theory 14 (1979) 2, S. 99-110

[56] Grewal,P.S.;Newcombe,W.R.: Dynamic performance of high-speed semi-rigid follower cam systems - effects of cam profile errors. Mech. Mach. Theory 23 (1988) 2, S. 121-133

[57] Hain,K.: Einfluß des Gelenkspiels auf die im Getriebe wirkenden Kräfte. VDI-Bericht Nr. 127, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1969

[58] Haines,R.S.: Survey: 2-Dimensional Motion and Impact at Revolute Joints. Mechanism and Machine Theory 15 (1980), S. 361-370

[59] Haines,R.S.: A theory of contact loss at revolute joints with clearance. Journal Mechanical Engineering Science 22, London: 3 1980, S. 129-136

[60] Halbig,D.;Beale,D.G.: Experimental Observation of a Flexible Slider Crank Mechanism

at Very High Speeds. Nonlinear Dynamics 7 (1995), S. 365-384
[61] Hammerschmidt,Chr.: Zur Untersuchung der dynamischen Wirkung des Spiels in den Gelenken von Getrieben. Diss. (B), TH Karl-Marx-Stadt (TU Chemnitz), 1974
[62] Heymann,J.;Lingener,A.: Experimentelle Festkörpermechanik. Leipzig: Fachbuchverlag, 1986
[63] Hlawatsch,F.: Interference Terms in the Wigner Distribution. In: Proc. of the Int. Conf. on Digital Signal Processing, Florence, Italy 3.-5. Sept. 1984, S. 363-367
[64] Hoffmann,R.: Signalanalyse und -erkennung. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1998
[65] Holzweißig,F.;Dresig,H.: Lehrbuch der Maschinendynamik. 4., neubearb. Aufl. Leipzig; Köln: Fachbuchverlag, 1994
[66] Holzweißig,F.;Meltzer,G.: Meßtechnik in der Maschinendynamik. Leipzig: Fachbuchverlag, 1973
[67] Horie,M.;Funabashi,H.;Ogawa,K.;Naito,Y.;Shoji,N.: Akineto-Elastodynamic Analysis of Planar Link Mechanisms with Consideration of Bearing Clearances. Bulletin of JSME 29 (1986) 252, S. 1881-1887
[68] Hugk,H.;Nerge,G.;Stange,H.: Untersuchung von Kontaktschwingungen an der Eingriffsstelle von Kurvenmechanismen. Maschinenhbautechnik 16 (1967) 6, S. 295-301
[69] Huijun,Z.;Yi,Z.: A Study of the Dynamic Effekts with Clearance of Cam Mechanism. Wiss. Zeitschrift der Uni Rostock: N-Reihe 39 (1990) 6, S. 88-98
[70] Hüsing,M.;Leifeld,M.: Getriebetechnische Auslegung des Mechanismus einer Baumwoll-Kämmaschine. VDI-Berichte Nr.: 1423, Düsseldorf: VDI-Verlag 1998, S. 351-371
[71] Jahnke,M.;Popp,K.;Dirr,B.: Approximate Analysis of flexible Parts in Multibody Systems Using the Finite Element Method. In: Advanced Multibody System Dynamics. Editted by W. Schielen. Kluver Academic Publishers, 1993
[72] Jakobs,R.: Untersuchung der Kolbenschaftschmierung und der Kolbensekundärbewegung an einem Glaszylindermodellmotor. Diss TU Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, 1975
[73] Jones,D.L.;Baraniuk,R.G.: An Adaptive Optimal-Kernel Time-Frequency Representation. IEEE Transactions on Signal Processing, 43 (1995) 10, S. 2361-2371
[74] Kaltofen,K.: Zur Dynamik spielbehafteter periodischer Antriebe. Proceedings VII. Int. Congr. on the Theorie of Mach. and Mech., IFToMM, Liberec, 1996, S. 731-736
[75] Kaltofen,K.;Rockhausen,L.: Schwingungen von Mechanismen mit spielbehaftetem elastischem Abtrieb.VDI Berichte Nr. 1281. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996, S. 361-372
[76] Kaltofen,K.;Zschieschang,T.;Häckel,J.: Dynamische Untersuchungen an einer Wollkämmaschine. Interner Bericht, Fa. Spinnereimaschinenbau Leisnig GmbH, 1996
[77] Kamp,H.: Beurteilung der Geräuschanregung durch den Kolbenschlag. Diss. RWTH Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, 1984
[78] Khraisheh,M.K.;Pezeshki,C.;Bayoumi,A.E.: Time Series Based Analysis for primary Chatter in Metal Cutting. J. of Sound and Vibration (180 (1995) 1, S. 67-87
[79] Klein,U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen. Düsseldorf: Verlag Stahleisen, 1998
[80] Klein,U.: Merkmalbestimmung an Zahnradgetrieben mittels Wavelet-Transformation und Koeffizientenanalyse. VDI-Berichte Nr.: 1466, Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, S. 461-475
[81] Klepzig,W.;Liebig,S.;Schröpel,J.: Schwingungsverhalten von Transfereinrichtungen an Umformmaschinen - Modellierung und Berechnung. Umformtechnik 16 (1988) 2, S. 21-

28
[82] Klepzig,W.;Schröpel,J.;Vötisch,R.: Kurvengetriebe mit minimaler Schwingungsanregung für schnelle Handhabeeinrichtungen. Umformtechnik 22 (1988) 5, S. 197-204
[83] Klisch,Th.: Kontaktmechanik in Starrkörpersystemen. Aachen: Shaker Verlag, 1997
[84] Kolerus,J.: Zustandsüberwachung von Maschinen. 2., überarb. Aufl.- Renningen-Malmsheim: expert-Verlag, 1995
[85] Koop,F.: Beurteilung und Optimierung von Fertigungseinflüssen auf das Betriebsverhalten von Kurventrieben. VDI-Berichte Nr.: 1111, Düsseldorf: VDI-Verlag 1994, S. 107-125
[86] König,D.: Analyse nichtstationärer Triebwerkssignale insbesondere solcher klopfender Betriebszustände. Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 12 Nr. 290. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
[87] Kriese,K.: Ein Beitrag zur Analyse von Pressenantrieben. Diss. TH Karl-Marx-Stadt (TU Chemnitz) 1977
[88] Kühn,Th.: Eine erweiterte Form der Zeit-Frequenz-Analyse und ihre Anwendung zur Merkmalsdefinition für Prozeßüberwachungssysteme. Diss.: Tu-Chemnitz, FB Elektrotechnik, 1993
[89] Lang,J.R.: Kolben-Zylinder-Dynamik - Finite Elemente Bewegungssimulation unter Berücksichtigung strukturdynamischer und elastohydrodynamischer Wechselwirkungen. Fortschrittsberichte Strukturanalyse und Tribologie, 1997
[90] Lee,S.K.;White,P.R.: Higher-Order Time-Frequency Analysis and ist Application to Fault Detection in Rotating Machinery. Mechanical Systems and Signal Processing, 11 (1997) 4, S. 637-650
[91] Lieh,J.: Dynamic Modelling of a Slider-Crank Mechanism with Coupler and Joint Flexibility. Mechanism and Machine Theory, 29 (1994) 1, S. 139-147
[92] Louis,A.K.;Maaß,P.;Rieder,A.:Wavelets: Theorie und Anwendungen. Teubner Studienbücherei: Mathematik, Teubner: Stuttgart, 1994
[93] Luck,K.;Fronius,S.;Klose,J.;(Hrsg.):Taschenbuch Maschinenbau. Bd. 3/I Maschinenelemente, Getriebe, Mechanismen, ... Verlag Technik, Berlin, 1987
[94] Lüder,R.: Zur Synthese periodischer Bewegungsgesetze von Mechanismen unter Berücksichtigung von Elastizität und Spiel. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 225. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
[95] Maczyński,K.: Dynamik ungleichmäßig übersetzender Getriebe mit Berücksichtigung der Reibung in den Gelenken und der Selbsthemmung. Textiltechnik 32 (1982) 6
[96] Magnus,K.: Schwingungen. 4. Aufl. Stuttgart: Teubner, 1986
[97] Malkin,J.G.: Theorie der Stabilität einer Bewegung. Berlin: Akademie-Verlag, 1959
[98] Mallat,S.;Zhang,Z.: Matching Pursuit with Time-Frequency Dictionaries. IEEE Transactions on Signal Prozessing, 41 (1993) 12, S. 3397-3415
[99] Marx,U.: Ein Beitrag zur kinetischen Analyse ebener viergliedriger Gelenkgetriebe unter dem Aspekt der Bewegungsgüte. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 144. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1986
[100] Masurekar,V;Gupta,K.N.: Stability Analysis of a Four Bar Mechanism. Part 1 - With the Assumption that Damping is absent. Mech. Mach. Theory, 23 (1988) 5, S. 367-375
[101] Meltzer,G.: Stand und Tendenzen der Schwingungsüberwachung und -diagnostik / Innovative Diagnosetechnik. VDI-Berichte Nr.: 1466. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1999, S. 1-29
[102] Morita,N.;Furuhashi,T.;Matsuura,M.: Research on dynamics of 4-bar linkages with

clearances in turning pairs. (Rep. 2 + 3) Bull. JSME 21 (1978) 158, S. 1284-1298
[103] Natke,H.G.: Einführung in die Theorie und Praxis der Zeitreihen- und Modalanalyse. 3., überarb. Aufl.-Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1992
[104] Norton,R.L.: Effect of manufacturingmethod on dynamic performance of cams - an experimental study. Mech. Mach. Theory 23 (1988) 3, S. 191-199
[105] Nowak,H.: Analyse systematischer Fehler bei der Nockenherstellung und der Meßwerterfassung. Maschinenbautechnik 38 (1989) 6, S.261-263
[106] Oehlmann,H.;Brie,D.;Tomczak,M.;Richard,A.: A Method for Analysing Gearbox Faults using Time-Frequency Representations. Mechanical Systems and Signal Processing, 11 (1997) 4, S. 529-545
[107] Osman,M.O.M.;Bahgat,B.M.;Osman,M.: Dynamic Analysis of a Cam Mechanism with Bearing Clearances. Mech. Mach. Theory 22 (1987) 4, S. 303-314
[108] Petrelli,O.;Paya,B.;Esat,I.Badi,M.N.M.: Neuronal Network based Fault Detection using different Signal Processing Techniques as Pre-Processor. Structural Dynamics and Vibration, ASME 1995, PD-Vol. 70, S. 97-101
[109] Pfeffer,G.;Loitsch,U.;Rockhause,L.: Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Schrittgetrieben. VDI Berichte Nr. 1423. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998
[110] Pfeiffer,F.: Einführung in die Dynamik. Stuttgart: Teubner, 1989
[111] Pfeiffer,F.: Methoden zur nichtlinearen Antriebstechnik. VDI Berichte Nr. 1153. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1994
[112] Pödör,A.;Sályi,I.: Über Stoßerscheinungen an Kurvengetrieben. Wiss. Zeitschrift der Uni Rostock, N-Reihe 39 (1990) 6, S. 79-87
[113] Randall,R.B.;Hee,J.: Cepstrum Analysis. Brüel & Kjaer Technical Review No. 3-1981
[114] Rockhausen,L.: Minderung der stationären Schwingungen einer Weblade. VDI Berichte Nr. 1220. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
[115] Rose,W.;Bailer,F.: Experimentelle Untersuchungen an Koppelgetrieben mit spielbehafteten Gelenken. Maschinenbautechnik 25 (1976) Heft 8, S. 358-364
[116] Rose,W.;Schrepfer,W.: Experimentelle Untersuchungen an ebenen Koppelgetrieben mit mehreren Freiheitsgraden. Maschinenbautechnik 23 (1974) 3, S. 129-132
[117] Rößler,J.: Grundlagen der Dynamik von Antriebssystemen im Textil- und Verarbeitungsmaschinenbau. Diss (B). TH Karl-Marx-Stadt (TU Chemnitz), 1985
[118] Sadek,K.S.H.;Lloyd,J.L.;Smith,M.R.: A new Design of geneva drive to reduce shock loading. Mech. Mach. Theory 25 (1990) 6, S.589-595
[119] Sadek,K.S.H.;Daadbin,A.: Modelling of a Torsion-Bar Cam Mechanism. Mech. Mach. Theory 28 (1993) 5, S. 631-640
[120] Sarkar,N.;Ellist,R.E.;Moore,T.N.: Backlash Detection in geared Mechanisms: Modelling, Simulation, and Experimentation. Mechanical Systems ans Signal Processing 11 (1997) 3, S. 391-4084
[121] Schmidt,G.: Parametererregte Schwingungen. Berlin: Deutscher Verlag der Wissenschaften, 1975
[122] Schröpel,J.: Beitrag zur Hubzahlerhöhung pressengetriebener Transfermanipulatoren. Diss. Ingenieur-Hochschule Zwickau, 1984
[123] Schuller,J.: Modellierung von Kurven- Kurbelgetrieben mit elastischen Getriebegliedern und Simulation ihres Eigenverhaltens sowie des stationären und instationären Zeitverhaltens. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 222. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1995
[124] Seneviratne,L.D.;Earles,S.W.E.: Chaotic beahavior exhibitted during contactloss in a clearance joint of a four-bar mechanism. Mechanism and Machine Theory 27 (1992) 3,

S. 307-321
[125] Sergejev,V.I.; Judin,K.M.: Untersuchung der Dynamik ebener Getriebe mit Spiel. (russ.). Nauka, Moskau, 1974
[126] Socha,H.;Weyh,B: Fadenführerschwingungen in Spulsystemen mit ungleichförmigenm Zylinderkurven-Antrieb. VDI-Berichte Nr. 1281. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1996
[127] Spensberger,C.: Schwingungen in elastischen Pressenantrieben mit Spiel. Wissenschaftliche Zeitschrift der TU Dresden 37, Dresden: 6 1988
[128] Stein,J.L.;Wang,C.-H.: Automatic Detection of Clearance in Mechanical Systems: Experimental Validation. Mechanical Systems and Signal Processing, 10 (1996) 4, S. 395-412
[129] Stelzmann,U.: Einfluß der Gelenkkraftverläufe auf Lärm von Mechanismen. Großer Beleg, TH Karl-Marx-Stadt (TU Chemnitz), 1984
[130] Stelzmann,U.: Bewertung und Synthese ebener Mechanismen nach dynamischen Kriterien. Diss., TU Chemnitz, 1989
[131] Sturm,A.;Förster,R.: Maschinen- und Anlagendiagnostik für zustandsbezogene Instandhaltung. Berlin: Verlag Technik, 1988
[132] Tanuwidjaja,B.: Simulation des dynamischen Verhaltens ebener Mechanismen mit spielbehafteten Drehgelenken mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode. Mitteilungen der Sektion Produktions-Automatisierung und Mechanismentechnik - WTHD 173. Technische Hochschule Delft, Niederlande: April 1985
[133] Tersch,H.: Schwingungen in Mechanismen. In: Wiss. Zeitschr. der TH Karl-Marx-Stadt, 7 (1965) 3, S. 97-105
[134] Thümmel,Th.; Bauer,S.: Messung und Interpretation von Wasserfalldiagrammen für nichtlineare Antriebssysteme. VDI Berichte Nr. 1416. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998, S. 457-470
[135] Tondl,A.: Some Problems of Rotor Dynamics. Publishing House of Czechoslovak Academy of Science. London: Pragure with Chapman and Hall, 1965
[136] Tondl,A.: Erregermechanismen und Merkmale der Schwingungen an Turbomaschinen. Methoden, Nutzen und Trends der schwingungsdiagnostischen Überwachung von Turbosätzen in Kraftwerken und Industrieanlagen. 3. Symp., Willingen: 11.-12. Okt. 1995, S. 63-78
[137] Tränkner,G.: Die Bedeutung der Getriebetechnik für die Konstruktion automatischer Maschinen. Maschinenbautechnik 2 (1953) 8, S. 343-348
[138] Tränkner,G.(Hrsg.):Taschenbuch Maschinenbau. Bd. 3/II Verarbeitungsmaschinen. Verlag Technik, Berlin, 1980
[139] Trujillo,M.;Li,W.;Fallerio,B.;Paz,E.;Tansel,I.: Inspection of Micro-Tools at high rotational Speeds. Int. J. Mach. Manufact., 34 (1994) 8, S. 1059-1077
[140] VDI-Richtlinie 2143. Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1980
[141] Ville,J.: Theorie et applications de la notion de signal analytique. Cabels et Transmissions, 1948, Vol. 2A, S. 61-74. Translated from French by I.Selin: Theory and applications of the notion of complex signal. RAND Corporation Technic al Report T-92. Santa Monica, CA: 1958
[142] Volmer,J.: Getriebetechnik Lehrbuch. 5. Auflage, Verlag Technik Berlin, 1987
[143] Vul'fson,J.I.;Preobrazhenskaya,M.,W.: Stoßfreie dynamische Effekte in spielbehafteten Gelenken. In: Maschinelle Fertigung und Produktionsautomatisierung, SZPI, St. Petersburg: Ausgabe 2, 1996, S. 36-47 (russ.)

[144] Vul'fson,J.I.;Preobrazhenskaya,M.,W.: A mathematical model and the frequency charakteristics of a spatial linkage with allowance for hinge clearances. Journal of Machinery Manufacture and Reliability. No. 2, 1997, S. 5-11
[145] Vul'fson,J.I.;Preobrazhenskaya,M.,W.: Dynamic accuracy and vibration activity of spatial linkages with allowance for clearances. Journal of Machinery Manifacture and Reliability, No. 4, 1997, S. 27-33
[146] Wang,W.J.;McFadden,P.D.: Application of Wavelets to Gearbox Vibration Signals for Fault Detection. J. Of Sound and Vibration, 192 (1996) 5, S. 927-939
[147] Weyh,B.: Schwingungen im Antriebsstrang von Verarbeitungsmaschinen. VDI Berichte Nr. 1416, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998, S. 69-90
[148] Wickerhauser,M.V.: Adaptive Wavelet-Analysis-Theorie und Software. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH: Braunschweig, Wiesbaden, 1996
[149] Wigner,E.P.: On the quantum correction for thermodynamic equilibrium. Physical Review, 40 (1932), S. 749-759
[150] Williams,W.J.;Jeong,J.: Reduced Interference Time-Frequency Distributions. In:Time-Frequency Signal Analysis, edited by B. Boashash. Longman Cheshire, 1992, S. 74-97
[151] Yan,H.S.;Tsai.M.C.;Hsu,M.H.: An experimental study of the effects of cam speeds on cam-follower systems. Mech. Mach. Theory 31 (1996) 4, S. 397-412
[152] Yilmaz,Y.: Einflüsse von Fertigungsfehlern bei Kurvenscheiben auf die Ausgangsgrößen von Kurvengetrieben. Maschinenbautechnik 38 (1989) 2, S. 61-63
[153] Zhe,L.;Shixian,B.: Amandments to a criterion of contact loss between pairing elements in planar linkages with clearances. Mech.Mach.Theory 26(1991)7, S. 669-676
[154] Zhe,L.;Shixian,B.: A new method of predicting the occurance of contact loss between pairing elements in planar linkages with clearances. Mech. Mach. Theory 27 (1992) 3, S. 295-301
[155] Zientz,W.: Untersuchung des Betriebsverhaltens oszillierend drehend bewegter Wälzlager in den Gelenken von Mechanismen und Getrieben. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 1 Nr. 178. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1989
[156] Zschieschang,T.;Dresig,H.: Zeit-Frequenz-Analyse von Schwingungen in Antrieben von Verarbeitungsmaschinen. VDI Berichte Nr. 1416. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998, S. 489-505
[157] Zschieschang,T.;Dresig,H.;Grenzendörfer,D.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einer Nähwirkmaschine. Tagungsband Chemnitzer Textilmaschinentagung '95, Chemnitz: 15./16. November 1995, S. 449-458
[158] Zschieschang,T.;Rockhausen,L.: Zur Signalauswertung und Modellidentifikation bei periodischen Vorgängen mit transienten Anteilen. Tagungsband Dynamische Probleme - Modellierung und Wirklichkeit - 5. Tagung am 10. und 11. Oktober 1996 an der Universität Hannover. CRI-K 1/96. Hannover: 1996
[159] Zschieschang,T.: Kurzbericht zur Auswertung von Schwingungsmessungen im Chemnitzer Spinnereimaschinenbau GmbH am Kämmtester. Interner Bericht. TU Chemnitz Institut für Mechanik, 1996
[160] Zschieschang,T.: Kurzbericht zur Auswertung der Schwingungsmessungen an zwei Verpackungsmaschinen gleicher Bauart. Interner Bericht. TU Chemnitz Institut für Mechanik, 1997

Software / URLs

[161] Schittkowski,K.: EASY-FIT: Parameter Estimation in Dynamic Systems; Mathemati-

sches Institut, Universität Bayreuth, 1996 (Software)

[162] Auger,F.; Flandrin,P.; Gonçalvès,P.; Lemoine,O.: Time-Frequency Toolbox. For Use with Matlab. Tutorial & Reference:
http://intsn.univ-nantes.fr/~auger/tftbftb.html; oder
http://www-syntim.inria.fr/fractales/Software/TFTB

[163] Buckheit,J.; Chen,S.S.; Donoho,D.; Johnstone,I.; Scargle,J.: WaveLab-Toolbox 701 for Matlab: http://www-stat.stanford.edu/~wavelab

[164] Baraniuk,R.G.; Jones,D.L.:
AOK (C-Programm) http://www.dsp.rice.edu/Software/TFA/AOK
RGK (m-File) http://www.dsp.rice.edu/Software/TFA/RGK