

Dresig, Hans, Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil., TU Chemnitz
(e-mail: hans.dresig@mbl.tu-chemnitz.de)

Regeln und Methoden zur schwingungstechnischen Auslegung schnell laufender Verarbeitungsmaschinen

1 Einleitung

Verarbeitungsmaschinen gehören zu den Maschinen, deren Entwicklung nicht abgeschlossen ist. Nach wie vor besteht die Tendenz nach höheren Drehzahlen, um die Produktivität zu steigern. Zu Verarbeitungsmaschinen zählen vorwiegend polygrafische Maschinen sowie Textil- und Verpackungsmaschinen; die dynamischen Probleme bei Landmaschinen, Umform- und Schneidemaschinen sowie Transportmechanismen sind ähnlicher Natur. Diese sehr unterschiedlichen Maschinen, von denen hier nur diejenigen behandelt werden, deren gemeinsames Kennzeichen ihre zyklische Arbeitsweise ist, besitzen vom Standpunkt der Schwingungstheorie einige Besonderheiten. Auf diese wird z. B. in den Arbeiten /2/, /6/, /8/, /9/, /10/, /11/, /12/ und /19/ eingegangen.

Der Konstrukteur steht vor der Aufgabe, störende Schwingungen zu vermeiden. Dazu muss er einerseits die Ursachen ermitteln und andererseits dynamisch günstige zeitliche Verläufe und Strukturen der Antriebs- und Tragsysteme entwerfen.

Die Entscheidung, ob ein Mechanismus als schnell laufender Mechanismus einzuordnen ist, kann nicht anhand der Betriebsdrehzahl – also der Erregerfrequenz f_{err} – getroffen werden. Wesentlich ist nicht nur das Verhältnis der kinetostatischen Maximalbeschleunigung a_{max} zur Erdbeschleunigung g , sondern auch das Verhältnis $\tau = \Delta t / T$ der Anregungszeit Δt zur Periodendauer T der wesentlichen Eigenschwingung und das Verhältnis der Erregerfrequenz zur tiefsten wesentlichen Eigenfrequenz f , das als Abstimmungsverhältnis $\eta = f_{err} / f = \Omega / \omega$ bezeichnet wird. Während die erstgenannte Kenngröße (a_{max} / g) nur von der Drehzahl abhängt, sind die letztgenannten Kenngrößen auch von der Eigenfrequenz abhängig und erst damit zur Bewertung des Schwingungsverhaltens geeignet, vgl. Abschn. 3.3.

2 Zur Ermittlung von Schwingungsursachen

2.1 Allgemeine Zusammenhänge

In Verarbeitungsmaschinen werden häufig Kurven- und Koppelgetriebe eingesetzt und meist unter den Annahmen entworfen, dass sie sich kinematisch ideal zwangsläufig bewegen und sich die Getriebeglieder wie starre Körper verhalten. Unter diesen Bedingungen treten bei zyklisch arbeitenden Mechanismen periodische Massenkkräfte auf, deren Maximalwerte mit dem Quadrat der Drehzahl zunehmen. Bei unterschiedlichen Drehzahlen treten dann also vergleichbare, und wenn man die kinetostatischen Kraftgrößen durch das Quadrat der Drehzahl dividiert, sogar exakt geometrisch ähnliche Zeitverläufe in den Oszillogrammen auf. Diese aus der Ähnlichkeitsmechanik folgenden Zusammenhänge nutzt man z. B. auch bei der Berechnung der Massenkkräfte aus, denn sie spart die wiederholte Berechnung bei unterschiedlichen Drehzahlen.

Bild 1: Verlauf einer Gelenkkraft-Komponente bei verschiedenen Drehzahlen

Infolge der in Wirklichkeit vorhandenen Elastizität der Getriebeglieder und infolge des unvermeidlichen Gelenkspiels treten in den praktisch interessierenden höheren Drehzahlbereichen bei realen Mechanismen aber bedeutende Abweichungen von den idealen kinetostatischen Kraftverläufen auf, da alle realen Mechanismen schwingungsfähig sind. Die Aufgabe besteht in der Praxis darin, störende Schwingungen im gesamten Bereich der Betriebsdrehzahlen zu vermeiden.

Wirksame Maßnahmen zur Vermeidung der störenden Schwingungen lassen sich erst dann treffen, wenn deren physikalische Ursache bekannt ist. Für Konstrukteure ist es meist unklar, schon vor der Inbetriebnahme einer Maschine genau zu wissen, welche Art von Schwingungen auftreten werden. Eine Vorausberechnung der Schwingungen ist bei der Neuentwicklung einer Maschine nahezu unmöglich, da für ungleichförmig übersetzende Mechanismen häufig noch keine gesicherten Berechnungsmodelle existieren, im Unterschied zu Biegeschwingungen von Rotoren oder von Torsionsschwingungen gleichmäßig übersetzender Antriebssysteme, bei denen es auf Grund einer langjährigen technischen Entwicklung bewährte Berechnungsmodelle gibt /21/.

Zur Identifikation von Schwingungsursachen besteht der erste Schritt zunächst in der experimentellen Ermittlung der realen Zeitverläufe von Kraft- und Bewegungsgrößen. Die richtige physikalische Interpretation der Messergebnisse ist unverzichtbar, um bei der Identifikation der Schwingungsursachen

voranzukommen. Experimentelle Untersuchungen werden bei Verarbeitungsmaschinen allerdings oft durch folgende Umstände erschwert:

- Bezüglich der Messstellenanordnung existieren viele Einschränkungen, d. h. man kann z. B. die Lagerstellen oft nur schwierig erreichen und die Übertragung der Messwerte von einem schnell bewegten Mechanismenglied ist nicht immer einfach.
- Die Methoden der experimentellen Modalanalyse sind meist nur für die Tragsysteme anwendbar, da bei ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen infolge der Veränderlichkeit der Position aller bewegten Mechanismenglieder (geometrische Nichtlinearität) die Voraussetzungen der Theorie der linearen zeitinvarianten Schwingungssysteme oft verletzt sind. Schwingungen von Mechanismen sind durch die Zeitabhängigkeit oder Nichtlinearität der Koeffizienten der Bewegungsgleichungen bedingt /1/.
- Häufig muss man sich darauf beschränken, die Erregerkräfte durch die Betriebsbelastung aufzubringen, d. h. die dynamische Belastung erfolgt durch die eigenen Massenkräfte des jeweiligen Mechanismus.

Es ist möglich, Schwingungsursachen an Verarbeitungsmaschinen zu identifizieren, wenn man einen Überblick über mögliche Schwingungserscheinungen besitzt. Für den in der Maschinenentwicklung tätigen Ingenieur besteht eine Schwierigkeit darin, die an Mechanismen gewonnenen Messergebnisse vom Standpunkt der Schwingungstheorie zu bewerten. Allerdings kann man dem Fachmann den Weg zur Identifikation erleichtern, indem man typische Erscheinungsbilder von Mechanismenschwingungen sammelt, ordnet und eine Zuordnung von gemessenem Schwingungsverlauf und möglicher Ursache vornimmt, vgl. die Arbeit /17/.

Um die Kompliziertheit des Problems zu illustrieren, seien für die möglichen Ursachen von Mechanismenschwingungen einige Beispiele genannt:

1. Resonanz k-ter Ordnung einer Harmonischen der periodisch veränderlichen kinetostatischen Kräfte oder Momente mit einer der Eigenfrequenzen des Gestells, des Antriebsstranges oder der elastischen Mechanismenglieder /1/, /6/, /7/.
2. Parametererregte Schwingungen infolge der stellungsabhängigen Eigenfrequenzen des Mechanismus. Dabei sind erfahrungsgemäß weniger die Parameter-Resonanzbereiche kritisch, als vor allem solche Getriebestellungen, in denen kurzzeitig dynamische Instabilität entsteht und die Schwingungsamplituden exponentiell mit der Zeit zunehmen /2/.
3. Eigenschwingungen, die durch Unstetigkeiten höherer Ordnung (Ruck und höhere Zeitableitungen) periodisch angeregt werden /2/.
4. Eigenschwingungen, die durch impulsartige Stöße nach dem Durchlaufen des Gelenkspiels oder durch unstetige Reibkräfte (Wechsel vom Haften zum Gleiten, Reibkrafttrichtungs-umkehr) angeregt werden (plötzliche Strukturveränderungen)
5. Resonanzen infolge der Wechselwirkungen zwischen mehreren Mechanismen, die innerhalb derselben Maschine miteinander über das Gestell oder die Hauptwelle verbunden sind /1/.
6. Hochfrequente nichtlineare Schwingungen der Lagerbolzen relativ zur Lagerschale oder der Schubglieder relativ zur Gleitführung /1/

7. Periodische Verspannungen infolge räumlicher Effekte bei ebenen Mechanismen (z. B. Nichtparallelität der Gelenkachsen).

Um die bei einem konkreten Mechanismus wirksamen Schwingungsursachen zu identifizieren, kommen folgende Lösungsschritte in Betracht:

1. Die gemessenen Verläufe sind als Superposition der kinetostatischen Verläufe mit denen der überlagerten Schwingungen zu interpretieren. Dabei ist zu prüfen, inwiefern die gemessenen Verläufe eine quadratische Abhängigkeit kinetostatischer Kraftgrößen von der Drehzahl zeigen.
2. Unterscheidung bei Massenkraften zwischen vibrodynamischen Kräften, die aus Schwingungen entstehen und kinetostatischen Kräften infolge der Starrkörperbewegungen. Es interessieren Frequenzen und Amplituden der vibrodynamischen Kräfte mit ihrer Abhängigkeit von Drehzahl und Stellung des Antriebsgliedes.

Bild 3: Beispiel für realen Beschleunigungsverlauf

3. Vergleich der Zeitverläufe mit denjenigen von „Standardfällen“, die nach dem Gesichtspunkt der möglichen physikalischen Ursachen geordnet sind.
4. Quantitativer Vergleich der experimentell ermittelten Amplituden und Frequenzen mit Werten, die sich aus einem Berechnungsmodell ergeben. Insbesondere muss die aus dem Berechnungsmodell folgende Stellungs- und Drehzahlabhängigkeit der gemessenen Werte geprüft werden. Die Anpassung der Parameterwerte des Berechnungsmodells an Messwerte sollte dabei zunächst mit einem Minimalmodell erfolgen, welches nur wenige Parameter erfasst.
5. Falls die Schwingungsursache auf Grund der vorliegenden Messergebnisse nicht identifiziert werden konnte, sollten zumindest Vorschläge für weiterführende Messungen begründet

werden können, mit denen man der Lösung näher kommen kann. Falls man die Ursache gefunden zu haben glaubt, ist zu empfehlen, die aus dem Minimalmodell folgenden Tendenzen von Parametereinflüssen bei nachfolgenden Messungen zu verifizieren und danach im Bedarfsfall das Berechnungsmodell zu verfeinern

2.2 Zu Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse

Die Arbeit /17/ befasst sich mit Methoden, die geeignet sind, störende Schwingungsursachen durch Analyse der gemessenen Signale zu ermitteln. Verschiedene Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse erweitern das klassische Gebiet der auf der Fourier-Analyse basierenden Methoden. An Beispielen von Messsignalen, die an Verarbeitungsmaschinen gewonnen wurden, wird die Anwendung der Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse beschrieben. Mit modernen Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse (TFR) ist es möglich, die zeitliche Veränderung spektraler Eigenschaften im Signal zu veranschaulichen. Im Folgenden wird als Beispiel eine Buchschneidemaschine betrachtet. (Im Vortrag werden weitere Beispiele gezeigt.)

Bild 4: Kinematisches Schema einer Buchschneidemaschinen

Bild 4 zeigt das kinematische Schema des Messerantriebs einer Buchschneidemaschine. Daran wurde die Beschleunigung auf dem Frontmesser im Leerlauf ohne Schneidgut gemessen. Das Bild 4b zeigt eine Periode des Messsignals. Die gemessenen Beschleunigungen waren wesentlich höher als auf Grund der kinematischen Bewegung zu erwarten war. Die Fourier-Analyse lieferte ein breites Spektrum (Bild 4c), d. h. damit konnten aus diesem Signal keine Aussagen über die Schwingungsursachen gewonnen werden.

Bild 4: Zur Buchschneidemaschine: b) gemessene Beschleunigung; c) Fourier-Spektrum

Zunächst bestand die Vermutung, dass diese Schwingungen durch den Schnittschlag (bei ca. 1,27s in Bild 4) oder durch Spieldurchlauf in einem Drehgelenk des Antriebsmechanismus angeregt werden. Zur Prüfung dieser Hypothesen wurden verschiedene Berechnungsmodelle erprobt /7/, /9/.

Es erfolgten die numerischen Simulationen mit einem Modell, welches ein elastisches Glied im Antrieb hatte, d. h. vor dem Schneidemechanismus. Dies erlaubte eine Erklärung der Schwingungsursache, vgl. auch /13/. Es handelt sich um eine zeitlich begrenzte Parametererregung, die infolge der stark veränderlichen stellungsabhängigen Eigenfrequenzen des Mechanismus existiert. Diese Vermutung wurde durch die Zeit-Frequenz-Analyse bestätigt, wie die Ergebnisse in Bild 6 zeigen. Deutlich ist die mit der Zeit ansteigende Frequenz des Schwingungssystems von ca. 15 Hz auf 30 Hz am dunklen Höhenrücken zu erkennen.

Bild 6: Zur Zeit-Frequenz-Analyse des Signals einer Buchschneidemaschine

Gegenwärtig stehen dem Interessenten freie und kommerzielle Software-Pakete /22/ sowie auch Analysatoren für solche Untersuchungen zur Verfügung. Die Analyse der Zeit-Frequenz-Beschreibung des Signals ist zusammen mit der Ermittlung von Parametern einzelner Komponenten (Frequenzen, Anfangszeitpunkte, ...) ein Schlüssel zur Bestimmung der Schwingungsursachen. Es wurde versucht, die

Merkmale gewisser Schwingungserscheinungen an Mechanismen nach typischen Signalkennzeichen im Zeit-Frequenz-Bereich zu ordnen. Tabelle 1 ist der Arbeit /17/ entnommen. Die dort angegebenen Zusammenhänge können zur Merkmalssuche dienen. Man beginnt die Suche nach der Schwingungsursache zweckmäßig mit der Analyse im Zeitbereich, dann mit der Analyse des Fourierspektrums und danach auch mit der Analyse im Zeit-Frequenz-Bereich. Oft überlagern sich mehrere Schwingungsursachen, so dass die eindeutige Identifikation schwierig ist.

Tabelle 1: Merkmale von Schwingungsursachen bei Mechanismen anhand verschiedener Darstellungen /17/

Zeitverlauf	Spektrum	TFR	Kinetostatik	Ursache
<ul style="list-style-type: none"> - Plötzlich angeregte Eigenschwingform (ES) - um den kinetostat. Grundverlauf - Anregung bei immer gleicher Stellung - innerhalb einer Periode abklingend - Frequenz konstant 	<ul style="list-style-type: none"> - Seitenbandstruktur um Eigenfrequenzen (EF) 	<ul style="list-style-type: none"> - Höhenrücken in Zeitrichtung (kurz) - abnehmende Intensität entsprechend abklingender Schwingungen - Keilform - konstante Frequenz 	<ul style="list-style-type: none"> - Nach Nulldurchgängen der Beschleunigung 	- Spielstoß
			<ul style="list-style-type: none"> - Nach Nulldurchgängen der Relativgeschwindigkeit 	- Reibung
				- technologische Kräfte/Stöße
			<ul style="list-style-type: none"> - an Rastgrenzen oder - an Intervallgrenzen kombinierte Bewegungsgesetze 	- Unstetigkeiten in den Lagefunktionen
<ul style="list-style-type: none"> - plötzlich angeregte ES mit abwechselnden EF-Niveaus - gleiche Stellung 	<ul style="list-style-type: none"> - Seitenbandstruktur um EF 			<ul style="list-style-type: none"> - Strukturänderungen - schnell veränderliche Parameter
<ul style="list-style-type: none"> - impulsartige Kraft- oder Beschleunigungsspitzen - Übergang zu abklingenden ES im kinematischen Zyklus möglich - folgt kaum dem Grundverlauf 	<ul style="list-style-type: none"> - dicht besetzt, viele Harmonische - bis in sehr hohe Frequenzbereiche - keine EF erkennbar 	<ul style="list-style-type: none"> - scharfe Höhenrücken in Frequenzrichtung - intervallweise kürzer werdende Abstände bei Verringerung der Intensität 	<ul style="list-style-type: none"> - Anregung nach Beschleunigungs-Nulldurchgängen, wie beim einfachen Spielstoß 	- Mehrfachstöße
<ul style="list-style-type: none"> - dominante Schwingungen über gesamter Periode - Frequenz konstant 	<ul style="list-style-type: none"> - nur Basisharmonische - Anwachsen von Linien um EF 	<ul style="list-style-type: none"> - konstante Höhenrücken in Zeitrichtung (bei weiten Fenstern) 	<ul style="list-style-type: none"> - vielen Basisharmonische 	- erzwungene Schwingungen und Resonanzen (k-ter Ordnung)
	<ul style="list-style-type: none"> - Anwachsen von Linien um Kombinationsfrequenzen 			- Kombinationsresonanz

3 Konstruktive Möglichkeiten zur Beeinflussung des Schwingungsverhaltens

3.1 Massenausgleich

Der Massenausgleich wird bei Mechanismen mit dem Ziel durchgeführt, die auf das Gestell wirkenden resultierenden Massenkräfte zu minimieren, da diese eine wesentliche Ursache für die Gestellschwingungen darstellen. Massenkräfte können reduziert werden, indem die Massen der bewegten Getriebeglieder verringert oder die auftretenden Beschleunigungen herabgesetzt werden /4/.

Bild 7: Beispiel zur Massenkraftkompensation

Bild 7 zeigt ein Beispiel, welches zur Kompensation der Massenkräfte an einer Wirkmaschine eingesetzt wurde /8/. Die gegenläufige zusätzliche Kurbelschwinge, die außerhalb des Wirkbereiches angeordnet werden konnte, hatte eine spürbare Verringerung der störenden Gestellschwingungen zur Folge.

Die resultierenden Massenkräfte F_x und F_y eines beliebigen Mechanismus lassen sich immer als Summe von Produkten aus sogenannten verallgemeinerten Unwuchten und kinematischen (d. h. von den Masseparametern unabhängigen) Funktionen darstellen. In die verallgemeinerten Unwuchten \tilde{U}_i und \tilde{V}_i gehen sowohl die massegeometrischen Parameter der Getriebeglieder als auch die kinematischen Abmessungen ein, während die kinematischen Funktionen über eine einmalige kinematische Analyse des Mechanismus bestimmbar sind. Speziell für die in Tabelle 2 dargestellten sechsgliedrigen Koppelgetriebe gilt:

$$F_x = \sum_{i=2,4,6} \left[-\tilde{U}_i \cdot (\cos \varphi_i) + \tilde{V}_i \cdot (\sin \varphi_i) \right] \quad F_y = \sum_{i=2,4,6} \left[-\tilde{V}_i \cdot (\cos \varphi_i) - \tilde{U}_i \cdot (\sin \varphi_i) \right] \quad (1)$$

Der Gesamtschwerpunkt bleibt trotz der Bewegung eines solchen Mechanismus in Ruhe, und die resultierende Kraft ist null, wenn alle verallgemeinerten Unwuchten null sind. Dann gelten die Ausgleichsbedingungen

$$\tilde{U}_i = 0 \quad , \quad \tilde{V}_i = 0 \quad , \quad i = 2, 4, 6 \quad (2)$$

Die verallgemeinerten Unwuchten \tilde{U}_i und \tilde{V}_i sind für vier- und sechsgliedrige Koppelgetriebe in /16/ angegeben, vgl. den Auszug in Tabelle 3. Der Massenkraftausgleich kann erreicht werden, indem die Massen und Schwerpunktlagen der einzelnen Getriebeglieder durch Hinzufügen von Ausgleichsmassen oder Eliminieren von Massen (z. B. Ausbohrungen) verändert werden. Die für den Massenkraftausgleich notwendigen neuen Massen und Schwerpunktlagen der einzelnen Getriebeglieder können aus den Ausgleichsbedingungen berechnet werden, wenn man diese nach den konstruktiv am leichtesten beeinflussbaren Größen auflöst.

Im Allgemeinen lassen sich die Ausgleichsbedingungen nicht alle erfüllen, und man muss eine Kompromisslösung suchen, weil konstruktive Restriktionen zu beachten sind. Ein teilweiser Ausgleich ist unter Beachtung konstruktiver Restriktionen dadurch möglich, dass man die maximale resultierende Gestellkraft durch Variation der veränderbaren Masseparameter minimiert. Mathematisch bedeutet dies das Lösen einer Optimierungsaufgabe mit z. T. vielen Variablen. Oft ist es aber möglich, die für einen teilweisen Ausgleich notwendigen Änderungen über Einflussfaktoren abzuschätzen. Diese Faktoren erhält man aus der Empfindlichkeitsanalyse einer zu definierenden Zielfunktion hinsichtlich der veränderbaren Parameter, wozu eine Berechnung der partiellen Ableitungen der Zielfunktion nach diesen Parametern für die ursprünglichen Parameterwerte erforderlich ist.

Günstig dafür ist die formelmäßige Darstellung der verallgemeinerten Unwuchten des auszugleichenden Mechanismus, vgl. Tabelle 2. Aus dem Vergleich der Einflussfaktoren für die einzelnen Parameteränderungen lässt sich erkennen, welche Parameter einen besonders starken Einfluss auf die Zielfunktion haben. Das Vorzeichen dieser Faktoren zeigt an, ob die jeweilige Parameteränderung positiv oder negativ vorzunehmen ist, um die Zielfunktion zu verringern, vgl. Beispiel 4. Ermittelt man die Fourierkoeffizienten der Funktionen $\cos\varphi_i$ und $\sin\varphi_i$, so kann man Ausgleichsbedingungen für die Erregerharmonischen finden, vgl. Gl. (1).

3.2 Leistungsausgleich

Beim Leistungsausgleich wird üblicherweise das Antriebsmoment des Antriebsmotors beeinflusst. Beim hier behandelten Thema spielt jedoch die Erregung der Torsionsschwingungen der Antriebswelle durch höhere Harmonische des periodischen Torsionsmoments die wesentliche Rolle. Bekanntlich dominiert vielfach die zweite Harmonische des Antriebsmomentes, wenn das Abtriebsglied zwei Umkehrlagen hat. Möglichkeiten des harmonischen Ausgleichs sind in /1/, /4/ und /16/ beschrieben. Hier soll nur der einfachste (aber oft anwendbare) Fall eines Ausgleichsgetriebes genannt werden, vgl. Bild 8.

Bild 8: Die ersten drei Harmonischen des Antriebsmomentes bei einem Schubkurbelgetriebe mit einem Ausgleichsgetriebe (gestrichelt) gekoppelt

Bereits die Typauswahl eines Mechanismus sollte im Hinblick auf die zu erwartenden höheren Harmonischen (als Erregerfrequenzen) erfolgen.

In Bild 9a ist eine Abtriebsfunktion skizziert. Die Drehschwingbewegung soll mit einem großen Abtriebswinkel ($\psi_H=200^\circ$) bei umlaufenden Abtriebsglied erzeugt werden. Bild 9b bis d zeigen Verlauf und Harmonische des kinetischen Antriebsmomentes bei konstanter Drehgeschwindigkeit.

Bild 9a: Vergleich von Typ und Maßvarianten von Mechanismen zur Erzeugung eines großen Schwingwinkels
a) Geforderter Verlauf des Abtriebswinkels, b) Mechanismus und deren Fourierspektren

Diese Bewegungsaufgabe lässt sich mit verschiedenen Mechanismen lösen:

Zum Vergleich wurden bei allen Varianten die Getriebeglieder als masselos angenommen und dem Abtriebsglied ein gleich großes Massenträgheitsmoment J zugeordnet. In Bild 29 sind für jede Variante das maßstäbliche Getriebeschema, das bezogene kinetische Antriebsmoment $M_{kin}(\varphi)/\hat{M}_2$ sowie in linearer Skalierung die Amplituden der ersten acht Harmonischen desselben dargestellt. Dabei wird die zweite Harmonische mit der Amplitude $\hat{M}_2 = \frac{1}{8} J \Omega^2 \psi_H^2$ als Bezugswert benutzt.

Variante b) ist eine Kombination einer Kurbelschwinge mit einem offenen Umlaufrädergetriebe (Räder-

Koppel-Getriebe). Sie hat einen kleinen Spitzenwert des Antriebsmomentes und geringere Amplituden der höheren Harmonischen als Variante c) Das Spektrum des sechsgliedrigen Koppelgetriebes zeigt ein deutliches Hervortreten der sechsten Harmonischen, aber eine kleinere dritte bis fünfte Harmonische des Antriebsmoments. Da sich die zweite Harmonische relativ leicht ausgleichen lässt, sind die Amplituden der höheren Harmonischen bei solchen Antrieben von Bedeutung.

3.3 Vermeidung von Resonanzen k-ter Ordnung (HS-Profile)

Antriebe und Gestelle von Verarbeitungsmaschinen sind stets schwingungsfähig. Es kommt insbesondere bei schnell laufenden Getrieben darauf an, störende Schwingungen durch eine günstige Wahl der kinematischen Übertragungsfunktion (Lagefunktion) möglichst zu vermeiden. Ein wesentliches Kennzeichen zur Beurteilung eines realen Antriebs ist seine niedrigste Eigenfrequenz. Sie wird vor allem von der Baugröße (je kleiner, desto höher ist die Eigenfrequenz), der Bauform (je weniger Torsion und Biegung, desto höher ist die Eigenfrequenz) und der Masse des Abtriebsgliedes (je kleiner, desto höher ist die Eigenfrequenz) beeinflusst.

Bild 10: Minimalmodell eines Kurvengetriebes mit elastischem Abtrieb

Die Bewegungsgleichung für das in Bild 10 dargestellte Minimalmodell lautet

$$\ddot{q} + 2\mathcal{G}\omega\dot{q} + \omega^2 q = \omega^2 s + 2\mathcal{G}\omega\dot{s} \quad (4)$$

mit $\omega^2 = k/m$, $2\mathcal{G} = d / \sqrt{km}$, $\eta = \Omega/\omega$

Unter der Annahme, dass sich das Abtriebsglied (\bar{s}) nicht genau so wie das Kurvenprofil (s) bewegt, sondern infolge der Elastizität real existierenden Bauteile sich um den Weg q unterscheidet, kann man das im Bild 10 dargestellte Minimalmodell benutzen, das lediglich lineare Elastizität und lineare Dämpfung voraussetzt.

Ein periodischer Bewegungsablauf am Abtrieb lässt sich mit den Fourierkoeffizienten a_k und b_k der Lagefunktion 0. Ordnung gemäß

$$s(\varphi) = a_0 + \sum_{k=1}^K [a_k \cos(k\varphi) + b_k \sin(k\varphi)] = \sum c_k \cos(k\varphi + \gamma_k) \quad (5)$$

beschreiben.

Die Fourierkoeffizienten A_k und B_k der Relativbewegung $q(\varphi)$ im stationären Zustand

$$q(\varphi) = A_0 + \sum_{k=1}^K [A_k \cos(k\varphi) + B_k \sin(k\varphi)] = \sum C_k \cos(k\varphi + \beta_k) \quad (6)$$

folgen aus

$$A_k = \alpha_k a_k - \beta_k b_k \quad \text{und} \quad B_k = \alpha_k b_k + \beta_k a_k \quad (7)$$

$$\text{mit } \alpha_k = \frac{1 - k^2 \eta^2 + (2gk\eta)^2}{(1 - k^2 \eta^2)^2 + (2gk\eta)^2} \quad \text{und} \quad \beta_k = \frac{k^2 \eta^2 (2gk\eta)^2}{(1 - k^2 \eta^2)^2 + (2gk\eta)^2} \quad (8)$$

Das Abstimmungsverhältnis η , der Dämpfungsgrad g und die Anzahl der Harmonischen K sind die wichtigsten Parameter. Es treten Resonanzen bei den Abstimmungsverhältnissen

$$\eta = 1/k \quad , \quad k = 1, 2, \dots, K \quad (9)$$

auf.

Das Abstimmungsverhältnis $\eta = \Omega/\omega$ ist gewissermaßen eine Ähnlichkeitskennzahl für die Winkelgeschwindigkeit des Antriebs. Bekanntlich arbeiten die „großen Mechanismen“ bei bedeutend niedrigeren Drehzahlen als die „kleinen“, aber sie haben auch entsprechend niedrigere Eigenfrequenzen. Man kann das dynamische Verhalten und die Gefahr von störenden Schwingungen eines Mechanismus an Hand der Größe von η beurteilen /1/ bis /7/. Aus Gl. (8) erkennt man, dass in allen Fällen, für welche $k\eta \approx 1$ ist, der Nenner große Werte annimmt. Dies entspricht dem Fall der Resonanz k -ter Ordnung. Der betreffende Fourierkoeffizient wird dann vom Dämpfungsgrad bestimmt und besitzt den Wert

$$C_k = c_k / (2g). \quad (10)$$

Bei der Synthese von Mechanismen sollte man darauf achten, dass man die Drehzahlbereiche möglichst vermeidet, bei denen ein ganzzahliges Vielfaches der Winkelgeschwindigkeit mit einer Eigenkreisfrequenz zusammenfällt. Der Mechanismus sollte also nicht bei einer Drehzahl betrieben werden, bei der $\Omega \approx \omega/k$ gilt. Wenn sich dies nicht vermeiden lässt, sollte man dafür sorgen, dass im Fourierspektrum der diejenigen Fourierkoeffizienten c_k möglichst klein sind, die in der Nähe der Betriebsdrehzahl Resonanzen verursachen. Die betreffende Ordnungszahl K findet man, wenn man die Eigenkreisfrequenz ω des Abtriebsgliedes kennt:

$$K = k_{max} \approx \omega/\Omega = 1/\eta. \quad (11)$$

Die erste Eigenfrequenz von Mechanismen in Verarbeitungsmaschinen liegt etwa im Bereich von 20 bis 200 Hz liegt. Nimmt man einen Drehzahlbereich der (dynamisch interessanten) Verarbeitungsmaschinen von 300 bis 3000 U/min an, so zeigt sich, dass das Abstimmungsverhältnis im Bereich $\eta < 1$ liegt.

Die Eigenfrequenz liegt normalerweise weit oberhalb der Betriebsfrequenz, so dass erfahrungsgemäß die meisten Mechanismen im Bereich $0,03 \leq \eta \leq 0,3$ arbeiten, d. h. viele Mechanismen arbeiten in einem Drehzahlbereich, der den Ordnungen $k = 3$ bis 30 entspricht. Da alle höheren Resonanzordnungen $k \geq K$ beim Hochlaufen auf die Betriebsdrehzahl durchfahren werden müssen, sollten alle Fourierkoeffizienten c_k

für $k \geq K$ auch möglichst klein sein.

Die bisher übliche Methode, Lagefunktionen aus katalogisierten Stücken – den normierten Übertragungsfunktionen (NÜF) – zusammensetzen, ist in VDI-Richtlinie 2143 beschrieben. Bei diesem Vorgehen sind Unstetigkeiten in höheren Ableitungen unvermeidlich. Ein so gewonnenes Bewegungsgesetz enthält in der Regel höher harmonische Anteile und genügt den dynamischen Forderungen daher in vielen Fällen nicht.

Man kann Lagefunktionen aus einer möglichst geringen Anzahl Harmonischer K bilden, um Resonanzen ab $(K+1)$ -ter Ordnung zu vermeiden und Stetigkeit in allen Ableitungen zu erreichen, vgl. /1/. Für Kurvenscheiben, die derartige Bewegungsgesetze realisieren, wurde seit 1984 der Begriff „HS-Profil“ (HS: „Harmonische Synthese“ oder „high speed“) eingeführt, als für den damaligen Wirkmaschinenbau Limbach Kettenwirkmaschinen Kurvenscheiben nach dieser Methode ausgelegt worden. Den Grundgedanken illustriert Bild 11:

Bild 11: Beispiel

Nach anfangs skeptischen Vorbehalten haben sich viele Theoretiker und Praktiker davon überzeugt, dass HS-Profile auch mit vielen Harmonischen eine wirksame Schwingungsreduzierung erlauben /5/.

Nachdem die ursprünglichen Patente nicht mehr gelten, (z. B. ***) steht dem breiten Einsatz von HS-Kurvenscheiben nichts im Wege.

Es existiert ein Syntheseverfahren, in dem die zulässigen Toleranzen in den technologischen Forderungen ausgeschöpft werden, um die dynamischen Eigenschaften des Bewegungsgesetzes zu optimieren, vgl. /7/. Der dort beschriebene Algorithmus zur Synthese koordinierter Bewegungsgesetze wurde im Programm mHSL, welches die koordinierte Synthese von bis zu fünf Lagefunktionen gestattet, realisiert. Das

Programm fand inzwischen mehrfach Anwendung in der Industrie /20/, auch bei Firmen, welche Kurvenscheiben herstellen. Kurvengetriebe mit HS-Kurvenscheiben haben sich besonders bei schnellen, unregelmäßigen, periodischen Bewegungen bei Verpackungsmaschinen /12/, polygrafischen Maschinen und vielen Textilmaschinen tausendfach bewährt.

Bild 12: Lagefunktion $s(\varphi)$ und Abtriebsbewegung $q(\varphi)$ für $\mathcal{A} = 0,06$ einer symmetrischen Rast-in-Rast-Bewegung für ein HS- und ein NÜF-Bewegungsgesetz

3.3 Optimale Synthese von Koppelgetrieben

In den Antrieben von Verarbeitungsmaschinen werden vielfach Koppelgetriebe eingesetzt. Das Abtriebsglied hat dabei in jedem kinematischen Zyklus ein oder zwei Rasten. Die Synthese solcher Koppelrastgetriebe erfolgt gewöhnlich unter Berücksichtigung der kinematischen Anforderungen /13/, /14/. Es gibt meist viele Lösungen, welche die kinematischen Anforderungen und die zusätzlichen konstruktiven und technologischen Bedingungen erfüllen, z. B. begrenzte Baumaße, Längenbereiche der Gliedabmessungen u. a.. Üblicherweise wird als Bewertungskriterium zur Auswahl möglicher Varianten der *minimale Übertragungswinkel* μ_{\min} benutzt, aber es ist aus schwingungstechnischer Sicht wichtiger, die Fourierkoeffizienten k -ter Ordnung als Bewertungskriterium zu benutzen /14/.

Als Beispiel wird ein Koppelrastgetriebe betrachtet, bei dem die technologischen Forderungen durch die in Bild 13a angegebenen drei Parameter beschreibbar sind. Diese Aufgabe lässt sich durch 16 verschiedene

Getriebe lösen /14/, von denen in Tabelle 3 für 5 Modifikationen des sechsgliedrigen Getriebes die Parameterwerte angegeben sind.

Neben den in den ersten sieben Spalten gegebenen kinematischen Abmessungen, mit deren Hilfe man die betreffenden Koppelrastgetriebe zeichnen oder nachrechnen könnte, sind die Extremwerte der

Bild 13a: Kenngrößen der Bewegungsaufgabe „Rast-Bewegung“

Bild 13b: Kinematisches Schema des sechsgliedrigen Koppelrastgetriebes

Übertragungswinkel der beiden Dyaden angegeben, vgl. auch Bild 13b. Schon aus diesem Ergebnis sieht man, dass die verschiedenen Modifikationen, welche alle die kinematischen Anforderungen erfüllen, ein sehr unterschiedliches dynamische Verhalten zeigen werden.

Tabelle 3: Kinematische Abmessungen und minimale Übertragungswinkel der Koppelrastgetriebe von MOD1 bis MOD5 für $\Delta\psi = 0,4^\circ$

MOD	l_2	l_3	l_4	θ_4	a_4	l_5	α_0	$(\mu_1)_{\text{ext}}$	$(\mu_2)_{\text{ext}}$
1	22.32	213.8	53.79	-115.4°	110	86.75	117.1°	64.8°	36.7°
2	20.07	218.0	31.30	-203.6°	60	59.48	316.2°	49.8°	55.2°
3	48.17	212.0	73.96	23.32°	110	306.7	144.8°	47.6°	48.1°
4	20.19	218.9	23.95	-47.21°	50	375.5	313.4°	32.4°	55.4°
5	20.76	217.1	37.23	-367.7°	80	142.5	121.9°	55.7°	54.0°

Die Bewegungsgleichung (4) gilt auch hierfür, wenn in Bild 10 die Koordinaten s und \bar{s} durch den Abtriebswinkel ψ und $\bar{\psi}$ ersetzt wird. Es gelten analog die Gln. (5) bis (10).

Für jedes der ermittelten Koppelrastgetriebe wurde eine kinematische Analyse und die harmonische Analyse des Abtriebswinkels ψ mit Hilfe des Programms WINDAM /20/ vorgenommen. Ein Ergebnis davon sind die Fourierkoeffizienten c_k , die in Tabelle 3 für $k = 1$ bis 6 zusammengestellt sind. Die höheren Fourierkoeffizienten ($k \geq 7$) sind so klein, dass sie für das Schwingungsverhalten keine Bedeutung haben.

Tabelle 4: Fourierkoeffizienten c_1 bis c_6 (in rad) der Mechanismen-Modifikationen von Bild 13b

MOD	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6
1	0.11946	0.03701	0.00117	0.00163	0.000142	0.000103
2	0.12296	0.03571	0.00414	0.00063	0.000267	0.000057
3	0.11838	0.03799	0.00246	0.00241	0.000153	0.000204
4	0.11460	0.03985	0.00390	0.00339	0.000396	0.000508
5	0.12243	0.03561	0.00378	0.00058	0.000092	0.000028

Interessant sind die wesentlichen Unterschiede zwischen den Modifikationen bei den verschiedenen (k -ten) Harmonischen. Während sich die ersten beiden Fourierkoeffizienten c_1 und c_2 von ihren Mittelwerten $c_1=0,111$ und $c_2=0,039$ maximal nur um etwa 10 % unterscheiden, gibt es bei c_3 bis c_6 bedeutende Unterschiede. Der Fourierkoeffizient c_3 ist bei der Modifikation MOD1 besonders klein. Bei den höheren Fourierkoeffizienten sind die Unterschiede noch größer. Man kann sagen, dass jede der Modifikationen in anderen Drehzahlbereichen besonders schwingungsarm laufen wird.

Angenommen, es läge ein Drehzahlbereich in der Nähe von $\eta=0,26$, dann ist gemäß Gl. (9) $K=4$. Infolgedessen wird die Variante die niedrigsten Schwingungsamplituden haben, bei welcher c_4 am kleinsten ist. Unter den gefundenen Mechanismen ist dies gemäß Tabelle 4 die Modifikation MOD5.

Dieses Beispiel von sechsgliedrigen Koppelrastgetrieben zeigt, dass vor allem im Bereich der dritten bis sechsten Harmonischen große Unterschiede zwischen den verschiedenen Modifikationen bestehen, die alle dieselben kinematischen Anforderungen erfüllen. Für bestimmte Ordnungen k haben unterschiedliche Modifikationen der Koppelrastgetriebe besonders kleine Fourierkoeffizienten, so dass bei deren Wahl minimale Schwingungen im Betriebsdrehzahlbereich zu erwarten sind.

3.5 Zweckmäßig koordinierte Bewegungen mehrerer Mechanismen

An fast allen Verarbeitungsmaschinen arbeiten mehrere Mechanismen gleichzeitig. typisch sind 2 bis 8 Abtriebsbewegungen $U_k(\varphi)$, die aufeinander abgestimmt zyklisch und synchron ablaufen müssen. Diese gegenseitige Abhängigkeit wird in Form von Zyklusgrammen als Funktion des Drehwinkels φ_0 der Hauptwelle („Maschinenwinkel“) beschrieben, vgl. ein Beispiel in Bild 14.

Ungleichförmig übersetzende Mechanismen (in Form von Kurven- und Koppelgetrieben) erzeugen diese periodischen Lagefunktionen. Dabei sind Relativforderungen zwischen den Bewegungsgesetzen zu berücksichtigen, um Kollisionen zu vermeiden oder Teilbewegungen innerhalb von Bewegungen, die von mehreren Mechanismen gesteuert werden, aufeinander abzustimmen.

Es gibt gewisse konstruktive Freiheiten bei der Synthese der unterschiedlichen Abtriebsbewegungen, die man ausschöpfen kann, um ein dynamisch günstiges Verhalten zu erreichen. Dazu gehört die simultane Optimierung der zu koordinierenden Bewegungsabläufe im Hinblick auf die Resonanzen k -ter Ordnung und die Beeinflussung der Übergangsbereiche.

Zum erstgenannten Gesichtspunkt ist zu sagen, dass man die HS-Bewegungsgesetze nicht einzeln sondern simultan generieren sollte. Die simultane Optimierung koordinierter Bewegungsabläufe liefert naturgemäß wesentlich bessere Ergebnisse als sie bei iterativer Bestimmung jeder einzelnen Lagefunktion möglich sind /7/.

Beim Optimierungsvorgang werden alle Forderungen – d. h. diejenigen an jedes einzelne Bewegungsgesetz ebenso wie die Relativforderungen – gleichzeitig berücksichtigt. Die Erfüllung einer Relativforderung ist gleichzeitig über die Fourierkoeffizienten beider beteiligter HS-Bewegungsgesetze zu beeinflussen. Mit der Implementierung dieses Verfahrens zur Synthese bis zu fünf HS-Profilen im Programm mHSL gelang es, dessen Anwendungsgebiet wesentlich zu erweitern und die bei der praktischen Anwendung im Verarbeitungsmaschinenbau gestellten Aufgaben besser zu lösen, vgl. das Beispiel in /12/.

Bild 3 zeigt die koordinierte Bewegung von Ober- und Unterteil (Index z_o bzw. z_u) einer Zange.

Forderungen bestehen

- an jedes einzelne Bewegungsgesetz (z. B. Zangenunterteil: Rast zwischen $0 \leq \varphi \leq 90^\circ$
Zangenoberteil: $240^\circ \leq \varphi \leq 310^\circ$)
- an beide Bewegungsgesetze ($s_{zu}=s_{zo}=5\text{mm}$ bei $\varphi=120^\circ$, $s_{zu}=s_{zo}=94\text{mm}$ bei $\varphi=230^\circ$) und
- an die Differenz der Lagefunktionen 0. Ordnung der beiden Arbeitsorgane
($-0,3\text{mm} \leq s_{zu}-s_{zo} \leq 0,3\text{mm}$ bei $140^\circ \leq \varphi \leq 220^\circ$)

Mit der Relativforderung und den Forderungen an beide Bewegungsgesetze werden das Greifen des Transportgutes an der Ausgangsposition, sein Transport und das Erreichen der Endposition dargestellt. Da

das Transportgut an der Ausgangsposition bereits bei $\varphi=110^\circ$ bereitsteht, der nächste Arbeitsschritt in der Endposition aber erst bei $\varphi=240^\circ$ erfolgt und weiterhin die Bewegung der Zange in der Anfangsposition bis bei $\varphi=130^\circ$ und in der Endposition bis bei $\varphi=220^\circ$ ohne Behinderung erfolgen kann, wurden die in Bild 15 eingerahmten Gebiete zu einer Forderungsgruppe zusammengefasst, die als Ganzes um $\pm 10^\circ$ verschoben werden darf. Dadurch war es möglich, beide Bewegungsgesetze mit nur $K=4$ Harmonischen zu realisieren.

Die Beeinflussung der Übergangsbereiche kann unter dynamischen Aspekten erfolgen, wenn man die Eigenfrequenzen der Abtriebsglieder kennt, welche die Bewegung $U_k(\varphi)$ ausführen. In erster Näherung kann man die Regel beachten, dass sich die Anstiegszeit möglichst von der halben Periodendauer der angeregten Eigenschwingung unterscheiden soll. Falls sich die Bewegungen U_i der Abtriebsglieder den Eigenfrequenzen ω_i der Mechanismen zuordnen lassen, gilt also die Empfehlung

$$\Delta\varphi_i = \Omega \cdot \Delta t_i \neq \Omega \frac{\pi}{\omega_i} = \pi \eta_i \quad (12)$$

zu wählen. Aus kinematischer Sicht wird man möglichst lange alle Änderungsbereiche $\Delta\varphi_i$ ausbilden. Man wird nach diesem Kriterium bei den „weichen“ Mechanismen versuchen, $\Delta\varphi_i$ zu vergrößern, um geringere Schwingungen zu erreichen und die „steifen“ unverändert zu lassen.

4 Zur Berücksichtigung der Gestellschwingungen

4.1 Vorbemerkungen

Normalerweise beginnt die Schwingungsanalyse bei Verarbeitungsmaschinen mit der Erfassung des Istzustandes eines vorhandenen Exemplars. Dabei sollten nicht nur die Schwingungen der Mechanismen gemessen werden, sondern auch die Gestellschwingungen. Die Kenntnis von Eigenfrequenzen und Eigenformen des Gestells ist notwendig, um Resonanzen im Betriebsdrehzahlbereich zu vermeiden, die zu Lärm, erhöhtem Verschleiß, unzulässigen Fundamentbelastungen und/oder Störungen des technologischen Prozesses führen würden.

Die Modalanalyse (experimentell oder rechnerisch mit FEM oder MKS-Programmen) liefert die Eigenfrequenzen und –formen linearer Schwingungssysteme. Damit findet man häufig erste Lösungsansätze zur Vermeidung störender Resonanzen, die auf Beeinflussung der modalen Eigenschaften der schwingungsfähigen Struktur durch Änderung der Massebelegung und/oder der Steifigkeiten beruhen. Der Erfolg derartiger Parametervariationen kann mit einem – durch experimentelle Untersuchungen validierten – FEM- bzw. MKS-Berechnungsmodell gut abgeschätzt werden.

Aus Eigenformen lassen sich auch Aussagen über die Anregerbarkeit der Eigenfrequenzen ableiten /21/. Eine hohe Empfindlichkeit besteht gegenüber Erregerkraftkomponenten, die in Richtung großer Amplituden der Eigenform wirken. Bereits kleine harmonische Erregerkraftanteile können dann relativ große Schwingungsamplituden hervorrufen. Aus dynamischen Analysen der Mechanismen erhält man wertvolle Erkenntnisse über den Einfluss einzelner Mechanismen auf die Gestellschwingungen. Maßnahmen zum

Massenausgleich der Mechanismen bieten somit den zweiten möglichen Lösungsansatz zur Vermeidung von Resonanzschwingungen, vgl. Abschn. 3.2.

Die Arbeiten /8/ und /19/ zeigen ausführlich Beispiele rechnerischer Modalanalysen an FE-Modellen, die durch experimentelle Untersuchungen abgesichert wurden, sowie Lösungsvorschläge zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens der untersuchten Maschinen.

Neben der Anwendung traditioneller Methoden der experimentellen Modalanalyse (Impulshammer) ist bei Verarbeitungsmaschinen die Auswertung von Betriebsschwingungen empfehlenswert, bei denen die Massenkräfte der Mechanismen die Schwingungen erregen. Dabei sind mehrere Messungen bei verschiedenen Maschinendrehzahlen notwendig, um aus Betrag und Phasenlage einzelner Frequenzanteile der Antwortsignale sowie aus Resonanzüberhöhungen in den Amplitudenfrequenzgängen auf Eigenfrequenzen und –formen schließen zu können. Allerdings liefert eine solche Analyse nicht immer alle Eigenfrequenzen des untersuchten Gestells im vorgegebenen Frequenzbereich, sondern nur diejenigen, die infolge der realen Erregungen in Resonanz geraten.

Manchmal wird angenommen, dass die Übereinstimmung einer Erregerfrequenz (aus dem Spektrum der periodischen Erregung) mit einer Eigenfrequenz schon zu Resonanz führt – aber bei geringer modaler Erregung (im Extremfall, wenn die Erregerkraft in einem Schwingungsknoten der betreffenden Eigenform angreift) treten trotz Erfüllung der Resonanzbedingung ($k\Omega=\omega$), keine großen Schwingungen auf. Durch die Messung der Betriebsschwingungen findet man die wesentlichen Resonanzstellen (auch höherer Ordnung), welche das dynamische Verhalten wesentlich bestimmen.

Im Vortrag wird auf das Beispiel einer Nähwirkmaschine und einer Zigarettenverpackungsmaschine näher eingegangen. Neben Bildern der gemessenen Amplitudenfrequenzgänge wird auch eine Animation der gemessenen Schwingungen vorgeführt, in der die räumlichen, erzwungenen Schwingformen deutlich erkennbar sind.

4.2 Beispiel: Nähwirkmaschine

Die maximal zulässige Betriebsdrehzahl einer MALIWATT-Maschine sollte von 1500 U/min auf 2000 U/min gesteigert werden. Tests zeigten, dass Schwingungsamplituden an einigen Bauelementen so große Werte annahmen, dass sie die Funktionssicherheit verschiedener Baugruppen gefährdeten. Zunehmende Störanfälligkeit und überproportional anwachsender Lärm, als sicheres Zeichen für zu erwartenden höheren Verschleiß, waren weitere Begleiterscheinungen. Als besonders störend wurden die Schwingungen des Gestells empfunden. Die Aufgabe bestand darin, Maßnahmen zur Verminderung der Schwingungen vorzuschlagen, diese konstruktiv und fertigungstechnisch umzusetzen sowie den experimentellen Nachweis dafür zu erbringen, dass die Maschine in dem höheren Betriebsdrehzahlbereich zuverlässig und schwingungsarm betrieben werden kann.

Bei sehr knappem Zeitfonds erfolgten Beschleunigungsmessungen bei verschiedenen Geberverteilungen. Die kritischen Drehzahlbereiche wurden zunächst über die Analyse von Auslaufversuchen ermittelt. In der Nähe der dabei gefundenen Resonanzstellen wurden die Messungen in dichteren Drehzahlabständen

Bild 16: Berechnete Eigenformen des Gestells /8/

vorgenommen, um später anhand von Amplitudenfrequenzgängen klare Rückschlüsse auf die Erregung und die angeregten Eigenschwingformen zu erhalten.

Nach einer FE-Simulation wurde das Modell mit den aus den Messungen ermittelten Eigenfrequenzen und Schwingformen. In Abbildung 16 ist die Form „Wanken des Gestells“ und die „Biegung des Getriebekastenriegels“ zum Vergleich mit den aus den Messungen ermittelten Formen darstellt. Anhand dieses Modells konnten Parameterstudien zu einfach realisierbaren Maßnahmen durchgeführt werden. Die besonders kritische Nachgiebigkeit des Gestells in Versatzrichtung der Legeschiene war vor allem durch die große Nachgiebigkeit bedingt, welche die Anschlussstellen der Riegel an die Wände besaßen. Um die Schwingungseigenschaften des Gestells zu ändern, wurden die bisher für den Bodenriegel verwendeten U-Profile durch wesentlich steifere Rechteckprofile ersetzt. Der Nähfadenriegel konnte in der Mitte von einer Dreieckstütze abgefangen werden. Diese stabilisiert den Nähfadenriegel nun nicht nur in vertikaler Richtung, sondern auch in Warenlaufrichtung. Beim neuen Getriebekastenriegel befinden sich die Getriebe in einem durchgängigen Gehäuse, wodurch sich bessere Möglichkeiten ergaben, die Steifigkeit des Riegels zu erhöhen. Die höheren Kastenwände tragen nicht unwesentlich zur Erhöhung der Biegesteifigkeit bei. Damit hat der Riegel im interessierenden Frequenzbereich keine Eigenfrequenz mehr. Außerdem wurden die Anschlüsse der Riegel verstärkt. Mit diesen Maßnahmen gelang es, die Steifigkeit des Gestells in Warenlaufrichtung um 40 % und in Versatzrichtung um 20 % zu erhöhen.

Es wurde eine deutliche Verringerung der Amplituden der Schwinggeschwindigkeiten nachgewiesen. Im Drehzahlbereich über 2000 U/min konnten die Schwinggeschwindigkeiten bezüglich der ersten Harmonischen um den Faktor 10 verringert werden. Die Stelle mit den maximalen Schwinggeschwindigkeiten konnte in den unteren Drehzahlbereich verschoben werden. Welchen Einfluss

die Veränderung der Gestellkonstruktion auf das Schwingungsverhalten hat, wird in den Bild 16 verdeutlicht. Als Gründe für die Verringerung der Schwingungen können neben den versteifenden Maßnahmen auch die Veränderung des Eigenfrequenzspektrums selbst angesehen werden. „Gefährliche“ Eigenformen werden im betrachteten Frequenzbereich nicht mehr angeregt. In Versatzrichtung konnte eine Verringerung des Maximums der ersten Harmonischen der Schwinggeschwindigkeiten um etwa den Faktor 40 gegenüber der ursprünglichen Maschinen erreicht werden /8/.

Bild 17: Gegenüberstellung der Lage der Eigenfrequenzen des alten und des neuen Gestells

Auf der Basis dieser Untersuchungen wurden bei der Firma KARL MAYER Malimo Maschinenbau GmbH die Maschinen (Maliwatt und Malivlies N2400) gebaut. An beiden konnte auch unter industriellen Bedingungen die angestrebte Drehzahlsteigerung bis zu 2500 U/min nachgewiesen werden.

5 Einige Regeln

Dynamische Belastungen bei Verarbeitungsmaschinen werden im Allgemeinen weniger durch technologische Kräfte an der Wirkstelle des Abtriebsgliedes hervorgerufen, sondern vor allem durch Massenkräfte. Dabei sind die kinetostatischen Kräfte, die infolge der Beschleunigungen der starren Getriebeglieder auftreten, von den vibrodynamischen Kräften zu unterscheiden, welche infolge der den zwangläufigen Bewegungen überlagerten Schwingungen auftreten. Die folgende Auswahl von Regeln für dynamisch günstige konstruktive Lösungen bei Verarbeitungsmaschinen bezieht sich auf einige typische Aspekte, vgl. /21/. Zur Auswahl der topologischen Struktur des Antriebssystems in Verbindung mit dem Tragsystem gibt es oft viele Varianten, aber deren Auswahl entscheidet wesentlich über das dynamische Verhalten und die Größe der dynamischen Kräfte. Man beachte bei ihrer Festlegung folgende Regeln:

- möglichst klein und kompakt bauen
- Kraftfluss zwischen An- und Abtrieb soll auf möglichst kurzem Weg erfolgen
- möglichst nur Zug- und Druckkräfte übertragen, d. h. Biege- und Torsionsmomente vermeiden
- Mechanismen mit minimaler Gliederzahl einsetzen
- Spieldurchlauf durch Vorspannung vermeiden

- Einstellbare Glieder zum Ausgleich von Montage- und Fertigungsabweichungen vorsehen, z. B. exzentrische Lagerungen von Drehachsen
- Kraftschlüssige Verbindungen gegenüber formschlüssigen bevorzugen
- Flächenkontakt gegenüber Linienkontakt und Linienkontakt gegenüber Punktkontakt bevorzugen (z. B. Rollen- statt Kugellager)

Bezüglich *kinematischer Größen* beachte man folgende Regeln:

- Unstetigkeiten im Bewegungsablauf vermeiden, z. B. Strukturänderungen, die mit Schaltungs- oder Kupplungsvorgängen erfolgen, in solchen Antriebsstellungen vornehmen, in denen das Antriebssystem minimale kinetische Energie hat
- von Mindestforderungen des Bewegungsablaufs an der Wirkstelle ausgehen und nur die technologischen Mindestanforderungen beachten, z. B. bei HS-Profilen
- Wirkbewegung (Arbeitsraum) nicht durch Absolutbewegung des Abtriebsgliedes, sondern durch Relativbewegung (Werkstück - -Werkzeug) realisieren, vgl. Bild 18
- statt Umkehrbewegungen möglichst geschlossene Bahnen anwenden und geschlossene Bahnen möglichst als Kreisbahnen ausführen

Bild 18: Vergleich von zwei Antrieben zur Erzeugung eines Hubes a) Absolutbewegung b) Relativbewegung

Bild 18 zeigt ein Beispiel dafür, wie durch eine Relativbewegung von zwei gegenläufigen Massen dieselbe Hubhöhe für einen Arbeitsraum erreicht wird wie durch die Absolutbewegung einer einzelnen Masse. Der Vorteil der Lösung b) besteht einerseits darin, dass infolge der Relativbewegung keine Massenkräfte auf das Gestell wirken, da sie sich gegenseitig ausgleichen. Andererseits entstehen infolge der halben Hubhöhe im Fall b) gegenüber dem Fall a) nur halb so große Beschleunigungen an den Massen und die Presskraft wirkt sich nicht auf das Gestell aus, da sie auf kürzestem Wege innerhalb des Mechanismus nur zum Antrieb übertragen wird.

Bezüglich der kinetostatischen Kräfte beachte man folgende Regeln:

- jeweils die kleinste Masse (von Werkstück oder Werkzeug) bewegen
- Massenkräfte durch Gegenbewegungen ausgleichen, vgl. VDI-Richtlinie 2149
- Erregerharmonische der Massenkräfte gegenseitig kompensieren
- Kraft möglichst nahe an Wirkstelle durch Gegenkraft ausgleichen
- an rotierenden Körpern Massen vorsehen, die zum Auswuchten geeignet sind
- statisch bestimmte Kraftübertragung sichern, z. B. mehrfach gelagerte Maschinenwellen vermeiden
- Zwangskräfte in statisch unbestimmt gelagerten Wellen durch Einbau elastischer Glieder vermindern
- Grad der statischen Unbestimmtheit nicht von Fertigungstoleranzen abhängig machen
- Kraftrichtungswechsel in Lagern und Gelenken möglichst vermeiden
- unvermeidlichen Nulldurchlauf einer Kraft möglichst langsam ausführen

Zu den kinetostatisch begründeten Maßnahmen muss bemerkt werden, dass sie häufig einen komplexen Charakter haben, so dass widersprüchliche Forderungen zu beachten sind. So können zum Massenausgleich angeordnete Ausgleichsmassen zur Erniedrigung der Eigenfrequenzen und zur Erhöhung des veränderlichen Anteils des reduzierten Trägheitsmoments und damit zur stärkeren Anregung von Torsionsschwingungen führen.

Die Weiterentwicklung eines Antriebssystems ist meist mit einer Drehzahlerhöhung und (oft wegen Materialeinsparung) mit anderen Parameteränderungen verbunden, d. h. es verändert sich das Erregerspektrum ($k\Omega$) und oft auch alle Eigenfrequenzen (ω_i). Bei einer periodischen Erregung gilt generell die Regel, die Übereinstimmung der Erreger- und Eigenfrequenzen zu vermeiden ($k\Omega \neq \omega_i$).

Bezüglich der *vibro-dynamischen Kräfte* beachte man folgende Regeln:

- Eigenformen beeinflussen, z. B.
 - Kraftangriffspunkte möglichst nahe an Schwingungsknoten der relevanten Eigenform legen
 - zur Schwingungsminderung die Erregerkraft in möglichst großen (und bei beabsichtigter Schwingungserregung in möglichst kleinem) Abstand zu großen Amplituden der Eigenformen einleiten
 - Eigenformen so verändern, dass sich die Arbeit verschiedener Erregerkräfte gegenseitig vermindert oder aufhebt
 - ausnutzen, dass symmetrische Erregerkräfte keine antimetrischen Eigenformen und antimetrische Erregerkräfte keine symmetrischen Eigenformen anregen können
- Eigenfrequenzen erhöhen/vermindern, um den „Abstand“ zur relevanten Erregerfrequenz zu vergrößern, z. B.
 - Steifigkeiten an Stellen vergrößern/verkleinern, die stark deformiert werden
 - Massen an Stellen verkleinern/vergrößern, an denen große Geschwindigkeiten auftreten
 - Lager oder Stütze an den Stellen großer Ausschläge anbringen/entfernen