

Schwingungsarme Antriebe für Kettenwirkmaschinen

Dr.-Ing. Klaus Kaltoven, Dipl.-Ing. Jens Fischer, Chemnitz

Zusammenfassung

Bei Wirkmaschinen erfolgt der Antrieb der Arbeitselemente über mehrgliedrige Koppelgetriebe. Im vorliegenden Fall kam es im oberen Drehzahlbereich zu dynamischen Zusatzbewegungen und damit zu Kollisionen der Werkzeuge. Als Ursache dafür wurden Resonanzerscheinungen höherer Ordnungen infolge von höherharmonischen Anteilen in den Lagefunktionen der Antriebe ermittelt. Unter Beachtung einer Vielzahl konstruktiver und technologischer Restriktionen konnten neue Antriebsmechanismen entwickelt werden, die kleine höherharmonische Anteile besitzen. Positiver Nebeneffekt war dabei die Verminderung der Gliederzahl der Antriebe.

Die neuen Mechanismen führten zu einer Verbesserung des dynamischen Verhaltens im geforderten Drehzahlbereich.

1. Einleitung

Maschenbildende Textilmaschinen sind dadurch gekennzeichnet, dass mehrere Arbeitselemente präzise aufeinander abgestimmte, synchrone Bewegungen ausführen müssen, um die Textiltechnologie zu gewährleisten. Infolge höherer Produktivitätsanforderungen wird eine Steigerung der Maschinendrehzahl angestrebt. Dadurch können oft die technologischen Anforderungen nicht mehr eingehalten werden. Die bisherigen Modellvorstellungen des eben bewegten Starrkörpermechanismus' sind dann nicht mehr brauchbar, und bisher unberücksichtigte Elastizitäten werden für das dynamische Verhalten relevant. Die auftretenden Schwingungsphänomene können sehr vielfältig sein, und deren Ursachen sind häufig nur durch Experimente zu ermitteln /1/.

Da insbesondere bei flächenbildenden Textilmaschinen die Abtriebsglieder der parallel arbeitenden Antriebsmechanismen (Barren mit Nadelträgern und Nadeln) oft die massereichsten bewegten Teile sind, wird man damit beginnen, dort die tatsächlichen Bewegungen der Arbeitselemente zu ermitteln. Die Art und die Größe der Abweichungen dieser Messgrößen von den kinematischen Sollfunktionen gibt oft Aufschluss über mögliche Ursachen.

2. Schwingungsmessungen, Analyse der Messergebnisse

Im vorliegenden Fall einer Kettenwirkmaschine kam es an der Wirkstelle (Bild 1) im oberen Drehzahlbereich zum Zusammenstoßen von Arbeitselementen und damit zum Ausfall von Technologie und Maschine. Um diese Störungen zu analysieren, wurden zunächst Beschleunigungsmessungen an den beteiligten Arbeitselementen durchgeführt. Bild 1 zeigt die Anordnung der Arbeitsorgane **Nadel**, **Schieber**, **Platine** und **Vorbringer** sowie die Lage der Messstellen und die Messrichtungen im Maschinenquerschnitt. Die betrachteten Arbeitselemente werden über eine gemeinsame Antriebswelle durch mehrgliedrige Koppelgetriebe angetrieben und erhalten so die technologisch erforderlichen Bewegungen. Die kinematischen Schemata dieser Mechanismen sind in Bild 2 dargestellt. Zum Vergleich mit den Messergebnissen wurden die Antriebsmechanismen mit dem an

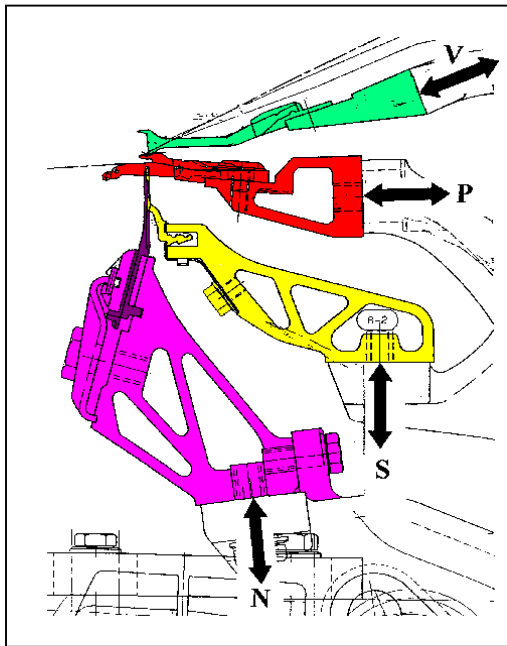


Bild 1: Werkzeuge und Messstellen

der TU Chemnitz entwickelten Programm *WinDAM* [2] als ebene Starrkörpersysteme analysiert. Ergebnisse der Berechnungen sind u.a. die an den Messstellen in die jeweiligen Messrichtungen auftretenden kinematischen Sollverläufe der Beschleunigungen. In Tabelle 1 werden diese mit den gemessenen Verläufen bei verschiedenen (auf die Bezugsdrehzahl n^* normierten) Drehzahlen verglichen.

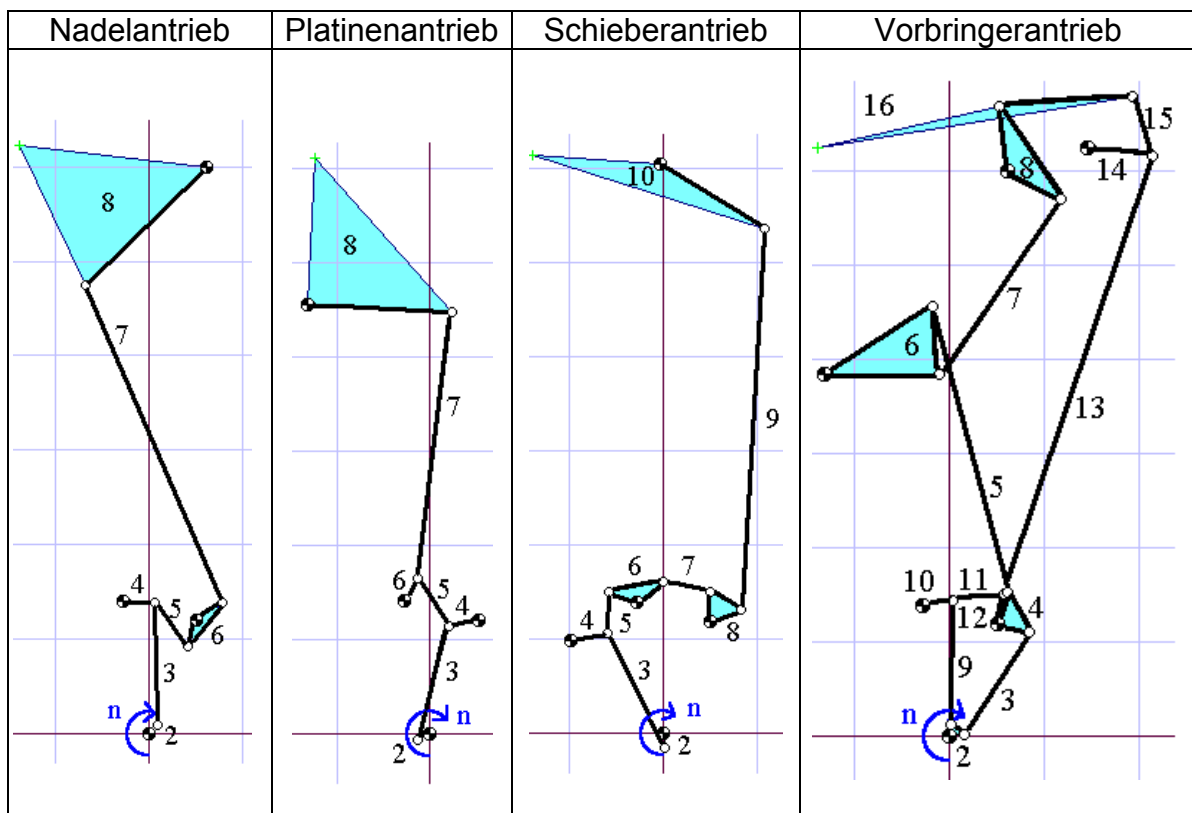
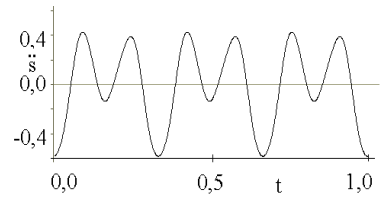
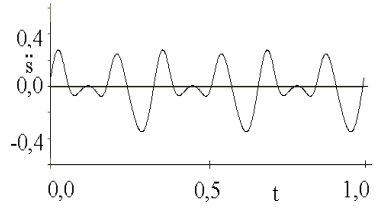
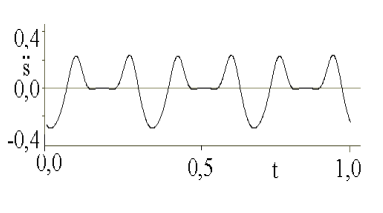
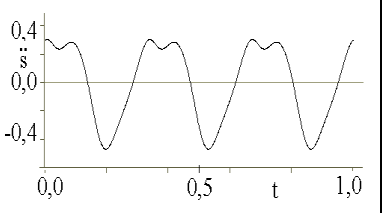
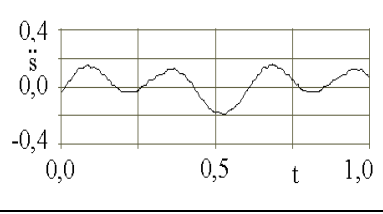
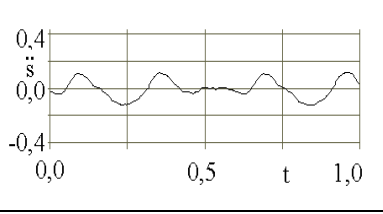
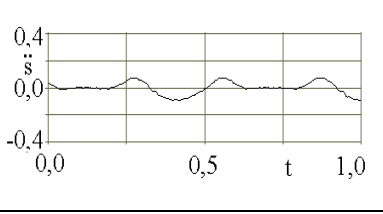
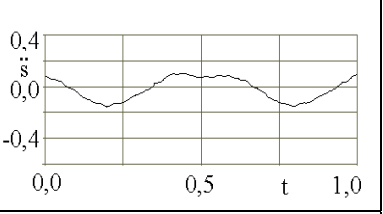
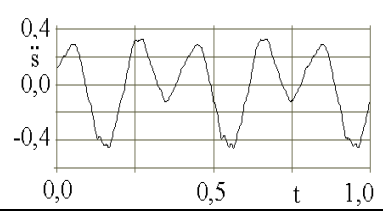
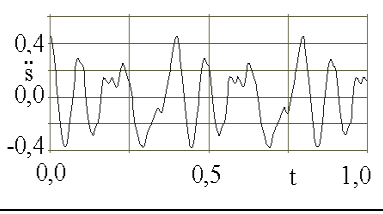
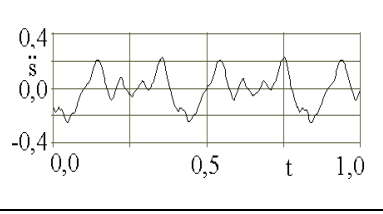
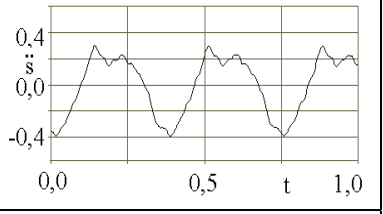
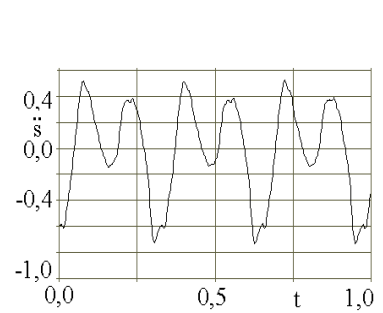
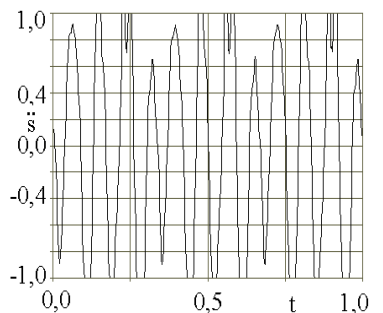
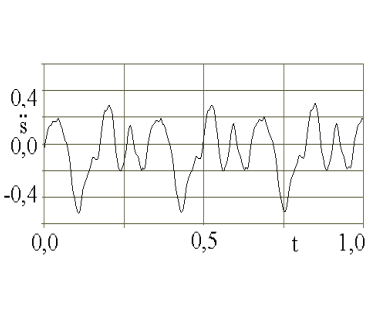
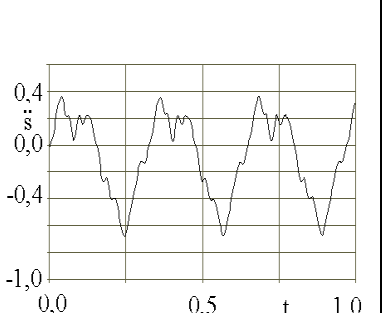


Bild 2 : Kinematische Schemata der untersuchten Antriebe

Tabelle 1: Messergebnisse für ausgewählte (bezogene) Antriebsdrehzahlen n/n^* im Vergleich mit den kinematischen Soll-Beschleunigungsverläufen

n/n^*	Nadel	Platine	Schieber	Vorbringer
Kinematik bei 1,8				
1,0				
1,5				
1,8				

Aus den Messergebnissen wird deutlich, dass die beiden Arbeitselemente Nadel und Vorbringer im gesamten Drehzahlbereich (n/n^* : 1,0 ... 1,8) im Wesentlichen die geforderten Sollbewegungen ausführen, während der Schieber- und insbesondere der Platinenbewegung erhebliche Schwingungen überlagert sind. Eine detailliertere Auswertung der Platinen-Beschleunigungsverläufe ist in Tabelle 2 aufgezeigt. Dort sind die Zeitverläufe und die harmonischen Anteile der gemessenen und der kinematischen Platinenbeschleunigungen im gesamten Drehzahlbereich aufgeführt.

Man erkennt dynamische Überhöhungen bereits bei einer Drehzahl von $n/n^*=1,2$ mit der 6. Harmonischen der Abtriebsfunktion, bei $n/n^*=1,4$ mit der 5.

Harmonischen und bei $n/n^*=1,8$ deutliche Resonanzerscheinungen mit der 4. Harmonischen der Erregerfunktion. Die Messergebnisse belegen also, dass höherharmonische Resonanzerscheinungen im Platinenantrieb und (in abgeschwächter Form) im Schieberantrieb (hier nicht dargestellt) als Ursache für das Zusammenstoßen der Wirkelemente verantwortlich gemacht werden können. Zur Beseitigung dieser störenden Schwingungen bieten sich zwei

Vorgehensweisen an. Zum einen kann versucht werden, die Steifigkeit des jeweiligen Antriebes zu erhöhen, um somit die angeregte Eigenfrequenz f_{eig} (Für diesen Platinenantrieb gilt $f_{eig} [Hz] \approx 4 * 1,8/60 * n^* = 0,12 * n^* [min^{-1}]$.) anzuheben, andererseits kann man darauf einwirken, dass die Erregungen mit den störenden höherharmonischen Anteilen eliminiert bzw. vermindert werden. Dieser zweite Weg, der mit einer Synthese neuer Antriebsmechanismen verbunden ist, wurde hier gewählt.

Bei den in der Praxis häufig in Kurven- und Kurven-Koppel-Getrieben eingesetzten HS-Profilen /3/ werden störende höherharmonische Anteile im Bewegungsgesetz eliminiert; bei Koppelgetrieben ist das so nicht möglich (nur in Sonderfällen). Man kann jedoch erreichen, dass die störenden Höherharmonischen stark vermindert werden. Für sechsgliedrige Koppelrastgetriebe ist in /1/ und /4/ dafür eine Möglichkeit aufgezeigt worden.

Tabelle 2: Zeitverläufe und harmonische Anteile der Platinenbeschleunigungen im geforderten Drehzahlbereich

Drehzahl (n/n^*)	Beschleunigungsverlauf	Harmonische Anteile
1,8 (Kinematik)		
1.0		
1.2		
1.4		
1.6		
1.8		

3. *Synthese verbesserter Antriebsmechanismen*

Es besteht die Aufgabe, Koppelgetriebe zu entwickeln, die

- die textiltechnologischen Funktionen erfüllen,
- in die vorhandene Maschine eingebaut werden können,
- in kinematischen und kinetostatischen Parametern, insbesondere bei den höherharmonischen Anteilen in der Abtriebsfunktion Verbesserungen gegenüber den bisher verwendeten Mechanismen aufweisen.

Nach der kinematischen Analyse der vorhandenen Getriebe und der Ermittlung der kinematischen Abtriebsfunktionen (siehe Tabelle 1) ist zunächst zu klären, welche Abweichungen von den vorhandenen Lagefunktionen (in manchen Fällen auch von deren Ableitungen) technologisch noch zulässig sind. Dazu sind detaillierte textiltechnologische Fachkenntnisse erforderlich. In Bild 3 werden zulässige Bereiche und einzuhaltende Eckpunkte in der Lagefunktion (Übertragungsfunktion 0. Ordnung) des Platinenantriebs dargestellt.

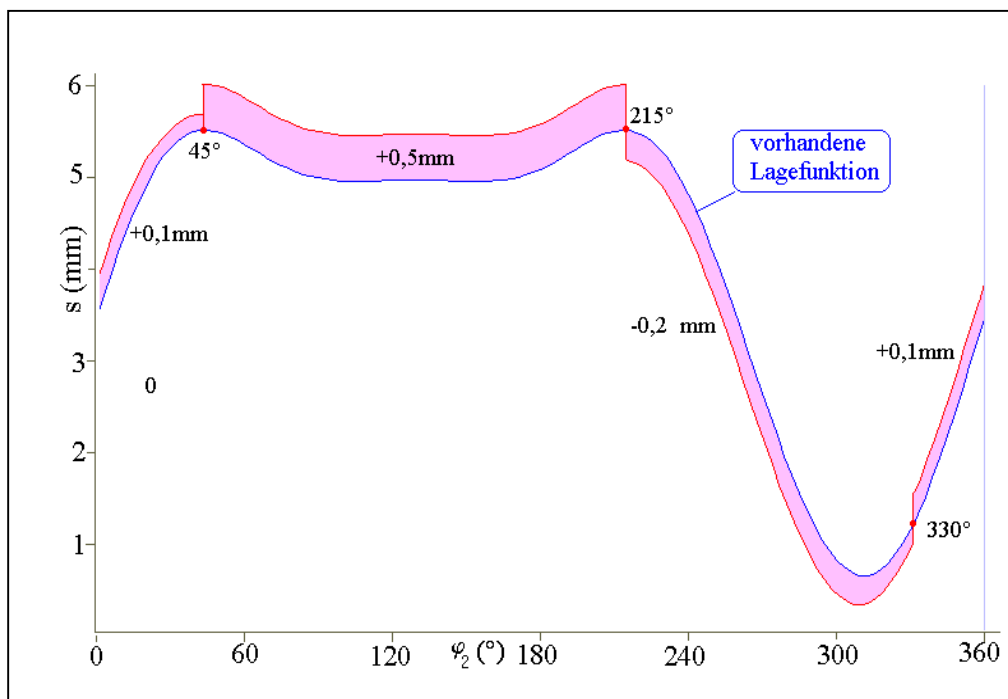


Bild 3: Zulässige Bereiche für die Lagefunktion der Platine, dargestellt über dem Antriebswinkel φ_2

Neben diesen textiltechnologischen Einschränkungen ist noch eine Reihe konstruktiver Restriktionen zu beachten. Folgende maschinentechnische Beschränkungen sind u.a. zu berücksichtigen:

- Die gestellfesten Gelenkpunkte müssen ihre Lage beibehalten.
- Die Antriebskurbellänge ist nur diskret (in konkreten Stufungen) variierbar.
- Eine Minimallänge der Getriebeglieder ist nicht zu unterschreiten.
- Das Getriebe muss in das vorhandene Gehäuse passen.
- Es ist auf Kollisionsfreiheit benachbarter Glieder zu achten.

Die eigentliche Getriebesynthese erfolgt unter Zuhilfenahme des Programms **WinDAM**. Ursprünglich ist **WinDAM** eine Software zur kinematischen und kinetostatischen Analyse ebener Mechanismen. Ab Version 2.4 dieses Programms /5/ kann man in sogenannten *Projekten* alle aktuellen Einstellungen und Ergebnisse einer Analyse speichern. Dadurch wird es ermöglicht, die Auswirkungen eingegebener Änderungen (kinematische Abmessungen, Masseparameter etc.) auf die kinematischen oder andere Eigenschaften (hier insbesondere die höherharmonischen Anteile im Spektrum) des Mechanismus' quasi direkt am Bildschirm zu verfolgen. Mit dieser interaktiven Arbeitsweise („Synthese durch Reanalyse“) ist es effektiv möglich, unter Beachtung der o.g. Restriktionen zu verbesserten Lösungen im Sinne der Aufgabenstellung zu gelangen.

Ergebnisse dieser Methode sind ein neuer Platinenantrieb (Bild 4) und ein neuer Schieberantrieb (Bild 5). Beim Platinenantrieb gelang eine Reduzierung der störenden harmonischen Anteile der Abtriebsbeschleunigung um

63% (4. Harmonische),

55% (5. Harmonische),

85% (6. Harmonische),

beim Schieberantrieb eine Verminderung um

74% (4. Harmonische),

72% (5. Harmonische),

90% (6. Harmonische).

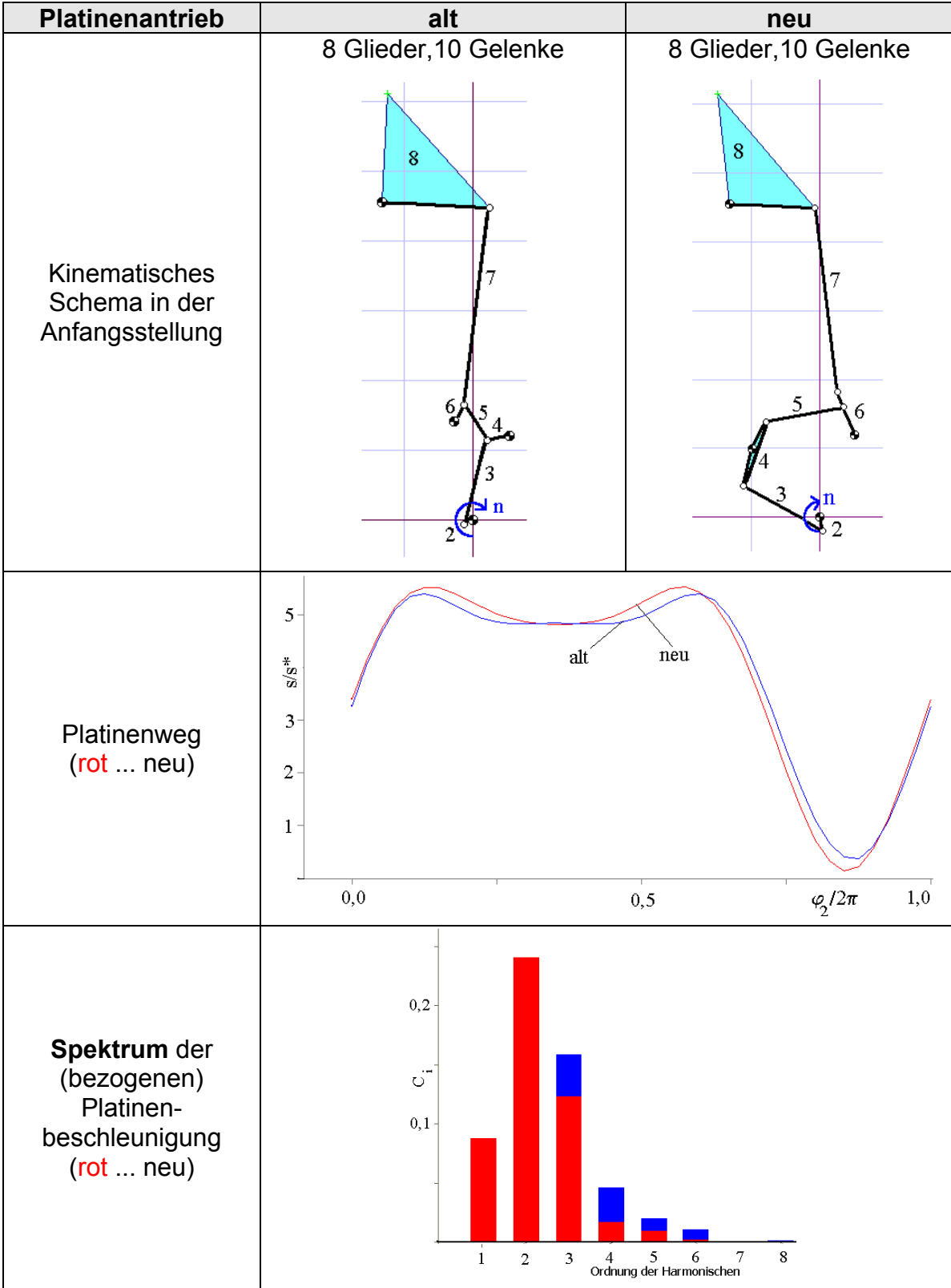


Bild 4: Vergleich der Platinenantriebe

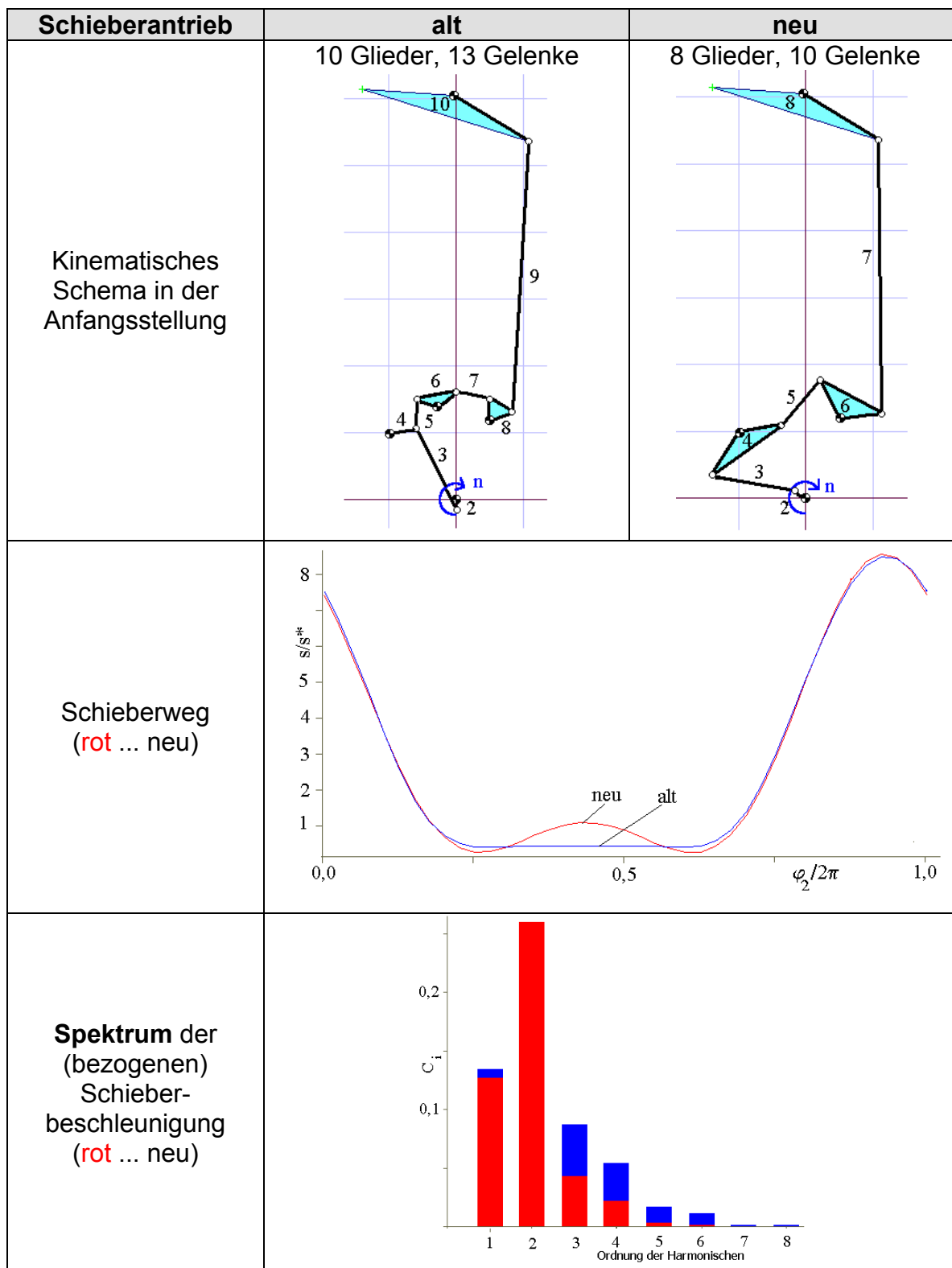


Bild 5: Vergleich der Schieberantriebe

Bei der Lösung dieser Synthesaufgaben konnte festgestellt werden, dass

- schlechte minimale Übertragungswinkel und
- große Koppeldrehungen

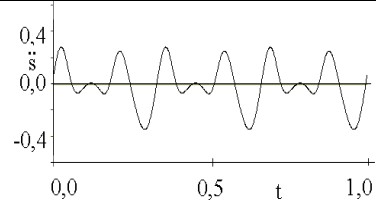
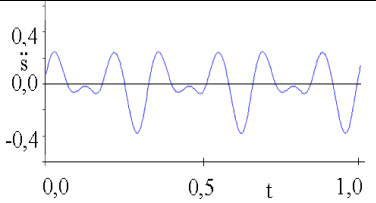
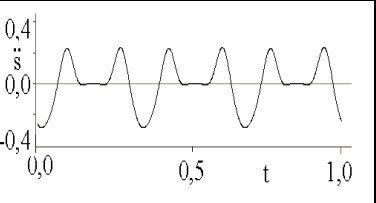
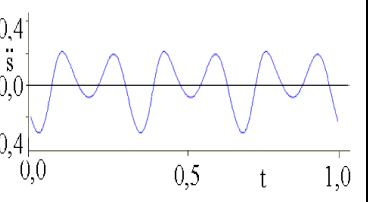
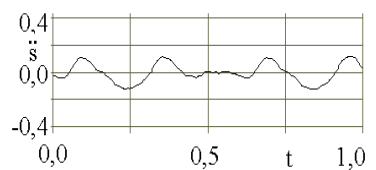
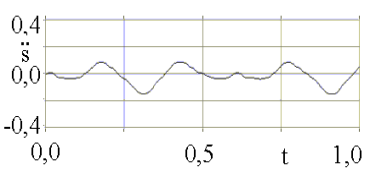
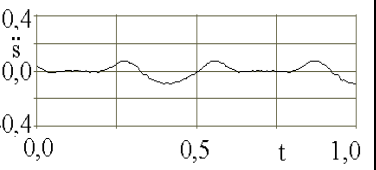
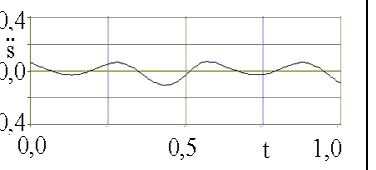
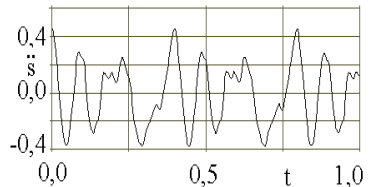
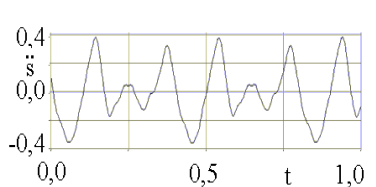
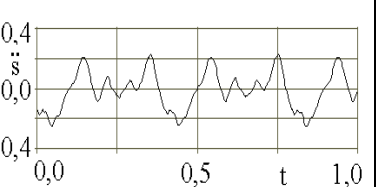
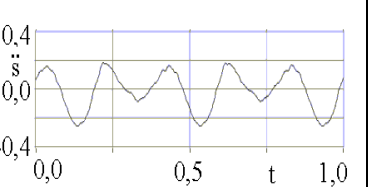
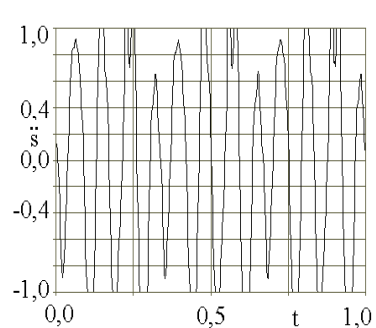
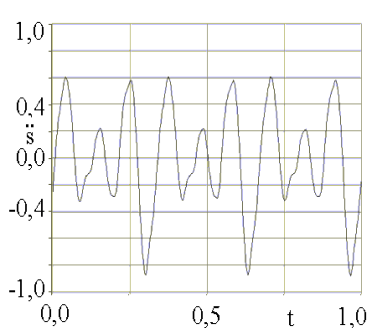
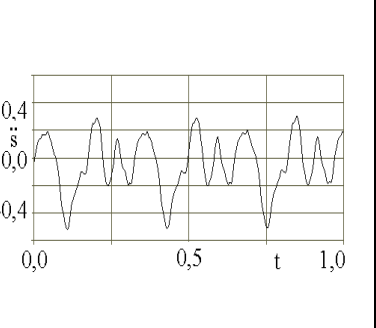
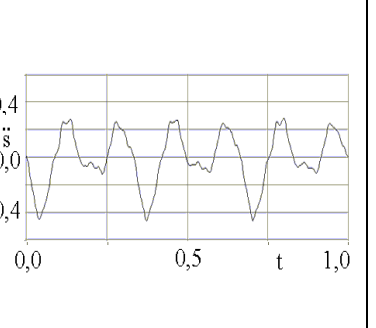
negativen Einfluss auf die spektralen Eigenschaften (größere höherharmonische Anteile) der Abtriebsfunktion besitzen. Auch sind unter den vorhandenen Bedingungen Koppelgetriebe mit weniger Gliedern besser geeignet, die spektralen Forderungen zu erfüllen.

4. Ergebnisse

Die vorgeschlagenen Mechanismen sind konstruiert und in die vorhandene Maschine eingebaut worden. Anschließend erfolgte eine weitere Schwingungsmessung, um die Auswirkung der getroffenen Maßnahmen zu überprüfen.

In Tabelle 3 werden die Messergebnisse für Schieberantrieb und Platinenantrieb für ausgewählte Maschinendrehzahlen verglichen. Es zeigt sich, dass insbesondere beim Schieberantrieb die höherharmonischen Resonanzzustände im geforderten Drehzahlbereich vermieden werden können. Beim Platinenantrieb sind ebenfalls erhebliche Verbesserungen eingetreten, bei $n/n^*=1,8$ treten jedoch erhöhte Anteile der 3. Harmonischen der Erregerfunktion auf, an deren Beseitigung noch gearbeitet wird.

Tabelle 3: Vergleich der gemessenen Beschleunigungsverläufe von alten und neuen Platinen- und Schieberantrieben

n/n*	Platine - alt	Platine - neu	Schieber - alt	Schieber - neu
Kinematik bei 1,8				
1,0				
1,5				
1,8				

5. Literatur

- /1/ Dresig, H., Schwingungen mechanischer Antriebssysteme, Springer-Verlag 2001
- /2/ Programm **WinDAM**, TU Chemnitz, Institut für Mechanik, Professur Maschinendynamik/Schwingungslehre,
<http://www.mb1.tu-chemnitz.de/MADYN/WinDAM.html>
- /3/ Lüder, R., Zur Synthese periodischer Bewegungsgesetze von Mechanismen unter Berücksichtigung von Elastizität und Spiel, VDI-Fortschrittberichte, Reihe 11, Nr. 225
- /4/ Dresig, H., Peisach, E.E., Kikin, A. B., Synthese von Koppelrastgetrieben unter Berücksichtigung dynamischer Kriterien, Vortragsband der 7. Chemnitzer Textilmaschinen-Tagung, 1999, S. 163-170
- /5/ **WinDAM 2.4**, Programmbeschreibung für den Anwender, TU Chemnitz, Institut für Mechanik, Professur Maschinendynamik/Schwingungslehre (in Vorbereitung)

Autoren:

Dr.-Ing. Klaus Kaltoven
TU Chemnitz
Institut für Mechanik
Professur Maschinendynamik/Schwingungslehre
09107 Chemnitz
Klaus.Kaltoven@mbv.TU-Chemnitz.de

Dipl.-Ing. Jens Fischer
Karl-Mayer Malimo Textilmaschinenfabrik GmbH
Mauersbergerstr. 2
09117 Chemnitz
JeFischer@karlmayer.de