

PLENARVORTRÄGE

# TAGUNGSBAND

Franklin (Main)

Entstehung und Entwicklung der ingenieurwissenschaftlichen Verarbeitungstechnik

Hans-Güthahn

Technische Universität

Institut für Verarbeit

## VVD 2006

Forschungskooperation zwischen der Technischen Universität Dresden

und Theopastien-Pactec

Egbert Röhm

THEOPASTIEN-PACTEC GmbH & Co. KG, Dresden

Das Gemeinsame der System- und Antriebsmaschinen

by Lawe und Forschung

Erwin J...

Institut für

### TAGUNG

## VERARBEITUNGSMASCHINEN UND VERPACKUNGSTECHNIK

Ein Kongress

Zentrum Verarbeit

Prof. Siegel

Technische Universität Dresden

Institut für Maschinenelemente und Maschinenherstellung

Hans-Georg Almqvist

Technische Universität Dresden

Institut für Fertigtechnik, Fertigungsmaschinen und Logistik

– Vorsprung aus Tradition –

# 23./24. MÄRZ 2006 - DRESDEN

Das Fraunhofer-Anwendungszentrum für die Entwicklung und Herstellung von

Verarbeitungsmaschinen

Jörg-Peter Meyer

Technische Universität Dresden



**TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DRESDEN**

Professur  
Verarbeitungsmaschinen  
und Verarbeitungstechnik



Fraunhofer

Anwendungszentrum  
Verarbeitungsmaschinen  
und Verpackungstechnik

# Koppelgetriebe mit Servo-Antrieb in schnellen Verarbeitungsmaschinen

## Nutzungspotenziale und Konzipierungsaspekte

Prof. Dr.-Ing. R. Braune, Hannover

### Kurzfassung

*Für die Lösung von komplexen Bewegungsaufgaben in schnellen Verarbeitungsmaschinen werden einerseits die klassischen ungleichmäßig übersetzenden Getriebe und andererseits moderne „Motion-Control-Systeme“ häufig als Konkurrenten betrachtet. Es gibt aber auch typische Aufgabenstellungen, bei denen gerade die Kombination von Servo-Antrieben mit einfachen Koppelgetrieben zu besonders günstigen Lösungen führen kann.*

*Die vorliegende Arbeit gibt zunächst eine Übersicht über mögliche Nutzungspotenziale solcher Kombinationssysteme und erläutert diese an Beispielen. Danach werden an einer exemplarischen Aufgabenstellung der typische Auslegungsgang und dabei zu beachtende Konzipierungsaspekte aufgezeigt. Für alle durchzuführenden kinematischen, kinetostatischen und kinetischen Berechnungen wird durchgehend das am Institut für Getriebetechnik der Universität Hannover entwickelte getriebetechnische Programmsystem GENESYS eingesetzt. Abschließend werden praktische Ergebnisse vorgestellt, die mit einem Versuchsgetriebe ermittelt wurden. Diese unterstreichen den erheblichen Einfluss der bewegungstechnischen Auslegung auf das Regelverhalten des Motion-Control-Systems und bestätigen die effektive Wirkung der am IfG entwickelten „Dynamischen Drehmoment-Vorsteuerung“ zur Verbesserung des Regelverhaltens.*

## 1 Einleitung

In vielen Verarbeitungsmaschinen und ganz besonders in der Verpackungstechnik kommt es oft darauf an, dass irgendwelche Arbeitsorgane komplexe Bewegungsabläufe ausführen und dadurch eine gestellte technologische Aufgabe lösen. Solche, oft anspruchsvollen Bewegungsanforderungen müssen meist nicht nur von einzelnen Arbeitsorganen für sich allein, sondern im synchronisierten Zusammenspiel von mehreren Arbeitsorganen erfüllt werden, also mit hoher Präzision und natürlich immer auch mit möglichst hoher Geschwindigkeit.

Das klassische mechanische Mittel zur Lösung komplexer Bewegungsaufgaben sind die ungleichmäßig übersetzenden Getriebe in ihren vielfältigen bekannten Varianten, z.B. als Koppelgetriebe mit nur Dreh- und Schubgelenken, als Räder-Koppelgetriebe, als Kurvengetriebe, als Unrund-Zahnradpaare und in anderen Bauformen. Als elektrisch-elektronische

Alternative zur mechanischen Lösung von anspruchsvollen Bewegungsaufgaben werden industrietauglich erst seit wenigen Jahren, heute aber bereits in breiter Vielfalt auch so genannte „Motion-Control-Systeme“ – hier kurz als MC-Systeme bezeichnet – angeboten. Typischerweise besteht ein solches MC-System aus einer mehr oder weniger großen Anzahl von lagegeregelten Servo-Motoren, deren Bewegungsabläufe durch eine übergeordnete Steuerung vorgegeben und koordiniert werden.

Gegenüber der klassischen getriebetechnischen Lösung bieten diese Systeme einerseits die Möglichkeit der dezentralen Anordnung der Antriebe, mehr oder weniger direkt am bewegten Arbeitsorgan, und andererseits vor allem den entscheidenden Vorteil der größeren Flexibilität durch schnelle und einfache Änderbarkeit von Bewegungsabläufen, bei Bedarf sogar „online“ von einem Bewegungszyklus zum nächsten. Insbesondere in der Betriebsweise als so genannte „Elektronische Kurvenscheibe“ [1,2] haben sich diese „Gesteuerten Antriebe“ – hier kurz als GA bezeichnet – in wenigen Jahren ein breites Einsatzspektrum auch in schnellen Verarbeitungsmaschinen erobert. Manchmal werden dabei frühere mechanisch-getriebetechnische Lösungen einfach durch die neuen gesteuerten Antriebe ersetzt, meist entstehen aber ganz neue, eben flexible Antriebskonzepte, die rein getriebetechnisch gar nicht oder nur mit sehr großem Aufwand möglich wären.

In diesem scheinbaren Verdrängungstrend werden ungleichmäßig übersetzende Getriebe einerseits und gesteuerte Antriebe andererseits meist als gegeneinander stehende Konkurrenten gesehen, zwischen denen man sich „so oder so“ entscheiden muss. Es gibt aber durchaus eine Vielfalt von praktischen Einsatzfällen, in denen gerade eine geschickte Kombination von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben mit einem oder mehreren gesteuerten Antrieben zu besonders günstigen Lösungen führen kann.

Im vorliegenden Beitrag sollen typische Nutzungspotenziale solcher „mechatronischen Antriebssysteme“ oder „Hybrid-Antriebe“ aufgezeigt und erläutert werden. Grundsätzlich sind dabei auch Kombinationen mit Kurvengetrieben oder Unrund-Zahnradpaaren denkbar. Der größte Teil der praktischen Möglichkeiten erschließt sich aber auch schon mit relativ einfachen Koppelgetrieben mit nur Dreh- und Schubgelenken und wenigen Gliedern. Deshalb sollen hier im Weiteren auch nur Kombinationen von Koppelgetrieben – kurz als KG bezeichnet – mit gesteuerten Antrieben betrachtet werden.

Das Wissen um die damit erreichbaren Vorteile kann den Entwicklungsingenieur anregen, in entsprechenden Fällen derartige Kombinationslösungen zu berücksichtigen, mit denen manches eventuell einfacher oder eleganter lösbar ist als mit einer konsequenten Trennung von ungleichmäßig übersetzenden Getrieben und gesteuerten Antrieben.

Allerdings soll auch nicht verschwiegen werden, dass solche Kombinationen mit ungleichmäßig übersetzenden Getrieben im Vergleich zu rein antriebstechnischen Lösungen bestimmte allgemeine Merkmale aufweisen, die unter Umständen als nachteilig zu betrachten sind und dann fallspezifisch abwägend den ggf. erreichbaren Vorteilen gegenüber gestellt werden müssen.

Insbesondere trifft dies auf folgende Gesichtspunkte zu:

- Kombinationslösungen können fallspezifisch sehr günstig sein, aber sie führen in der Regel auch zu einer Einschränkung der Flexibilität im Hinblick auf die Realisierung variabler Bewegungsabläufe mit dem gleichen System.
- Kombinationslösungen erfordern in der Regel einen höheren Auslegungsaufwand. In jedem Fall muss natürlich entsprechender getriebetechnischer Sachverstand verfügbar sein und meist ist auch der Einsatz von speziellen Software-Werkzeugen notwendig.
- Der Antrieb eines Koppelgetriebes stellt besondere Anforderungen an einen gesteuerten Antrieb. Zur Erreichung von hinreichend gutem Betriebsverhalten können unter Umständen spezielle regelungstechnische Maßnahmen erforderlich sein, die jedoch noch nicht mit allen derzeit angebotenen Systemen realisierbar sind.

Im Anschluss an die allgemeinen Ausführungen zu typischen Nutzungsmöglichkeiten werden deshalb zu den letzten beiden Gesichtspunkten unter dem Stichwort „Konzipierungsaspekte“ einige Ansätze zur Optimierung der kinematischen Auslegung und des praktischen Betriebsverhaltens von Koppelgetrieben mit gesteuerten Antrieben vorgestellt. Weitere Ausführungen enthalten die angegebenen Literaturstellen [1-10].

## **2 Typische Nutzungsmöglichkeiten für die Kombination von einfachen Koppelgetrieben mit gesteuerten Antrieben**

### **2.1 Übersicht**

Im Folgenden werden vier Bereiche genannt und näher erläutert, in die die jeweiligen Motive für den Einsatz der hier behandelten Kombinationsantriebe gegliedert werden können. Diese Zusammenfassung von verschiedenen Aspekten zu bestimmten Gruppen weist zwischen den einzelnen Bereichen sicher unscharfe Übergänge auf und könnte mit guten Argumenten wohl auch etwas anders gefasst werden. In der Praxis findet man ohnehin häufig eine integrierte Nutzung von mehreren der genannten Aspekte und oft ist es gerade ein derartiger „Nutzungsmix“, der den Einsatz eines Kombinationsantriebs besonders sinnvoll macht.

Die vier Bereiche, die hier zu Schaffung einer gewissen Übersicht und Orientierung voneinander unterschieden werden, können durch folgende Überschriften charakterisiert werden:

- Bewegungsübertragung, Bewegungswandlung, Bewegungsüberlagerung und Bewegungsbegrenzung
- Zwangläufige Gliedführung auf getriebetechnisch erzeugten Bahnkurven
- Nutzung der ungleichmäßigen Übersetzung von Kräften oder Drehmomenten
- Integrierter Leistungsausgleich und Optimierung von dynamischen Antriebsanforderungen

## 2.2 Bewegungsübertragung, Bewegungswandlung, Bewegungsüberlagerung und Bewegungsbegrenzung

Die in Bild 1 gezeigte einfache Schubkurbel mit einem einzelnen gesteuerten Antrieb ( $\varphi_{GA}$ ) und das in Bild 2 dargestellte Koppelgetriebe mit zwei gesteuerten Antrieben ( $\varphi_{GA1}$  und  $\varphi_{GA2}$ ) sollen exemplarisch den hier als erstes betrachteten Nutzungsbereich illustrieren. In beiden Fällen soll ein Bezugspunkt  $W$  eines Werkzeugs oder Arbeitsorgans in einer bestimmten – eventuell veränderlich – vorgeschriebenen Weise bewegt werden.

Die Schubkurbel hat den Getriebelaufgrad  $F = 1$  und es ist ein zeitlich vorgeschriebener Verlauf  $s_w(t)$  des Schubweges  $s_w$  des Punktes  $W$  in einer gestellfesten Schubführung verlangt. Die Glieder 1 und 2 dienen dazu, die primär drehende Bewegung des gesteuerten Antriebs auf das Arbeitsorgan zu übertragen und dabei in eine Schubbewegung zu wandeln.

Anstelle des ungleichmäßig übersetzenden Koppelgetriebes könnten hier natürlich auch Wandlungs- und Übertragungselemente mit linearer Übertragungsfunktion, also gleichmäßiger (konstanter) Übersetzung eingesetzt werden, z.B. Spindeltriebe, Zahnrad-Zahnstange-Getriebe oder andere. Abgesehen von der dann nötigen, nichtlinearen Umrechnung der gewollten Abtriebsbewegung  $s(t)$  in die dazu erforderliche Antriebsbewegung  $\varphi(t)$  ist ein Koppelgetriebe, wie die exemplarisch gezeigte Schubkurbel, aber häufig einfacher realisierbar als ein gleichmäßig übersetzendes Getriebe und kann – wie später gezeigt wird – darüber hinaus auch durchaus bessere Betriebseigenschaften aufweisen.

Mit dem Getriebe in Bild 2 können durch entsprechende Abstimmung der beiden Antriebe praktisch beliebige Bahnkurven  $k_w$  des Bezugspunktes  $W$  eines Arbeitsorgans  $\delta$  mit beliebigem Geschwindigkeitsverlauf entlang der jeweiligen Bahn innerhalb des angedeuteten Arbeitsraumes  $AR_w$  erzeugt werden.

Durch die Kreuzschieberführung der Glieder 4 und 6 wird das Arbeitsorgan in bekannter Weise parallel geführt, aber im Vergleich zu anderen möglichen Antriebssystemen mit linearer Übertragung bieten die beiden Kurbel-Koppel-Antriebe sicher eine besonders einfache Lösung für die häufig gestellte Aufgabe, dass beide Antriebe gestellfest angeordnet sein sollen. Hier wird also recht elegant das Prinzip der Überlagerung von Teilbewegungen zu einer Gesamtbewegung ausgenutzt.

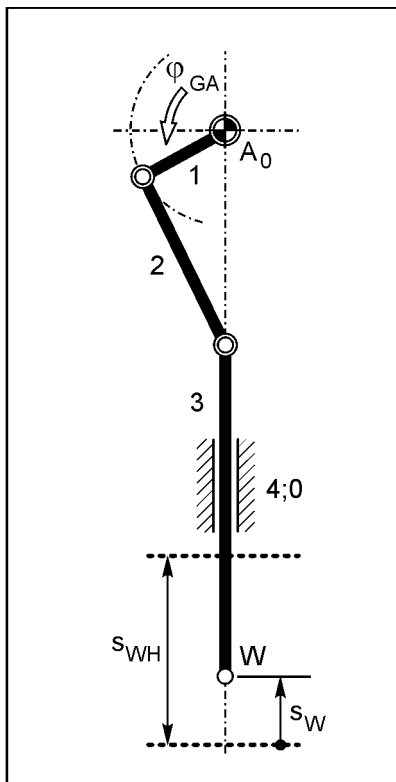


Bild 1:  
Koppelgetriebe "Schubkurbel"  
mit einem gesteuerten Antrieb

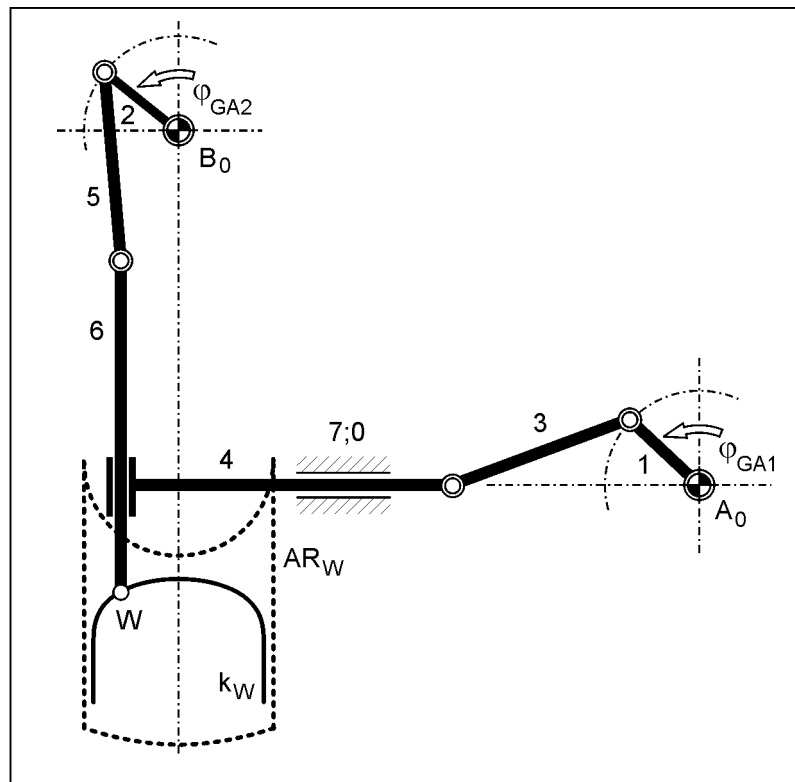


Bild 2:  
Koppelgetriebe mit zwei gesteuerten Antrieben zur Erzeugung  
von variablen Bahnkurven

Wie oben bereits angedeutet, besteht bei allen Koppelgetrieben mit gesteuertem Antrieb zur Erzeugung ganz bestimmter Abtriebsbewegungen die Aufgabe der so genannten „inversen kinematischen Analyse“, also der Rückrechnung von einem geforderten Abtrieb auf den oder die dazu nötigen Antriebe. Bei entsprechender Wahl der Getriebeabmessungen kann dabei eine bestimmte Abtriebsbewegung entweder durch eine dreh-schwingende Bewegung in einem begrenzten Winkelsektor am drehenden Antrieb oder aber mit vollständigem Kurbel-umlauf erzeugt werden. Welche der beiden Betriebsarten, also oszillierende Schwingbewegung oder umlaufende Kurbel, günstiger ist, hängt sehr speziell von den jeweiligen Betriebsbedingungen und -anforderungen ab und kann nicht nach irgendwelchen einfachen Regeln

pauschal vorab entschieden werden. Bestimmte Nutzeffekte, wie z.B. der später behandelte interne Leistungsausgleich, ergeben sich allerdings tatsächlich nur bei vollständigem Kurbelumlaufl.

Ein weiteres – unter Umständen positives – Merkmal aller Antriebslösungen mit Koppelgetrieben ist die natürliche, rein getriebetechnisch bedingte Begrenzung des maximalen Bewegungsraumes aller Glieder. Dies kann zum einen unter Sicherheitsaspekten von Interesse sein, z.B. für den Ausschluss von Kollisionen bei unkontrollierten Bewegungen infolge von Stromausfall oder ungewollt fehlerhafter Bewegungssteuerung. Eine zweite, praktisch sehr häufige Nutzung dieser natürlichen Bewegungsbegrenzung liegt dann vor, wenn sie gezielt eingesetzt wird, um ein Arbeitsorgan sehr genau und stabil in gewünschten Umkehrlagen zu positionieren oder diese durchlaufen zu lassen. So erreicht die Schubkurbel in Bild 1 in ihren Totlagen z.B. sehr genaue Umkehrlagen des Arbeitsorgans, auch bei eventuell erheblichen und in anderen Getriebestellungen durchaus nicht zulässigen Positionierfehlern des gesteuerten Antriebs durch hohe Dynamik oder aufgrund von Prozesskräften.

### **2.3 Zwangläufige Gliedführung auf getriebetechnisch erzeugten Bahnkurven**

Gelegentlich können Koppelgetriebe mit dem Laufgrad  $F = 1$  – also mit nur einem Antrieb – vorteilhaft dafür eingesetzt werden, als Führungsgetriebe Arbeitsorgane mechanisch zwangläufig so auf Bahnkurven zu führen, bzw. aufeinander abgestimmte Relativbewegungen von mehreren Arbeitsorganen sicher zu stellen, dass gewünschte Funktionen sicher und präzise ausgeführt werden. Gegenüber dem Einsatz von mehreren, von einander unabhängigen gesteuerten Antrieben für jedes einzelne Arbeitsorgan bzw. jede einzelne Bewegungskomponente bei einer Bahnführung gemäß dem Beispiel in Bild 2 liegen die Vorteile eines getriebetechnischen Zwanglaufs einerseits im gegebenenfalls geringeren Gesamtaufwand und andererseits in der Sicherheit der mechanischen Synchronisation von mehreren Arbeitsorganen, also z.B. im Ausschluss von Kollisionen durch Regelungsfehler oder elektrische Betriebsstörungen. Notwendige Voraussetzung für den Einsatz eines Führungsgetriebes mit dem Laufgrad  $F = 1$  ist aber natürlich, dass die auszuführenden Relativbewegungen nicht geometrisch variabel sein müssen.

Allerdings kann zur Anpassung an bestimmte Bewegungsforderungen oder an variable Betriebsbedingungen durchaus auch bei geometrisch unveränderlicher Bewegungsführung durch ein Führungsgetriebe mit  $F = 1$  eine spezielle, gegebenenfalls variable Steuerung des Geschwindigkeitsverlaufes entlang der mechanisch erzwungenen Führung durch einen gesteuerten Antrieb erwünscht oder erforderlich sein.

Als Beispiel zeigt Bild 3 eine derartige getriebetechnische Lösung für eine fiktive, aber praxistypische Aufgabenstellung in einer Arbeitsstation zur intermittierenden Bearbeitung eines kontinuierlichen Produktstroms.

Das Werkzeug 5 soll im kontinuierlichen Durchlauf mit seiner ebenen Unterseite plan auf die Oberseite des gerade zu bearbeitenden Produktes aufsetzen, anschließend zur Ausführung des eigentlichen Bearbeitungsvorganges über einen gewissen Arbeitsweg mit dem Produkt mitlaufen und dabei möglichst keinerlei Relativbewegungen ausführen, dann wieder abheben und letztlich zurückeilen, um mit dem gleichen Zyklus das nächste Produkt zu bearbeiten, wenn dieses in den Arbeitsbereich eintritt. Dabei soll sich die Bewegung des Werkzeugs – gesteuert durch entsprechende Messsignale – automatisch sowohl einer gegebenenfalls veränderlichen Geschwindigkeit des Produktstroms anpassen, als auch eventuell variablen Abständen der Werkstücke. Eine völlig analoge Aufgabenstellung, die unter dem Schlagwort „Fliegende Säge“ bekannt ist, liegt z.B. dann vor, wenn ein bandförmiges Gut im Lauf durch eine quer zur Laufrichtung arbeitende Säge in Abschnitte variabler Länge geteilt werden soll.

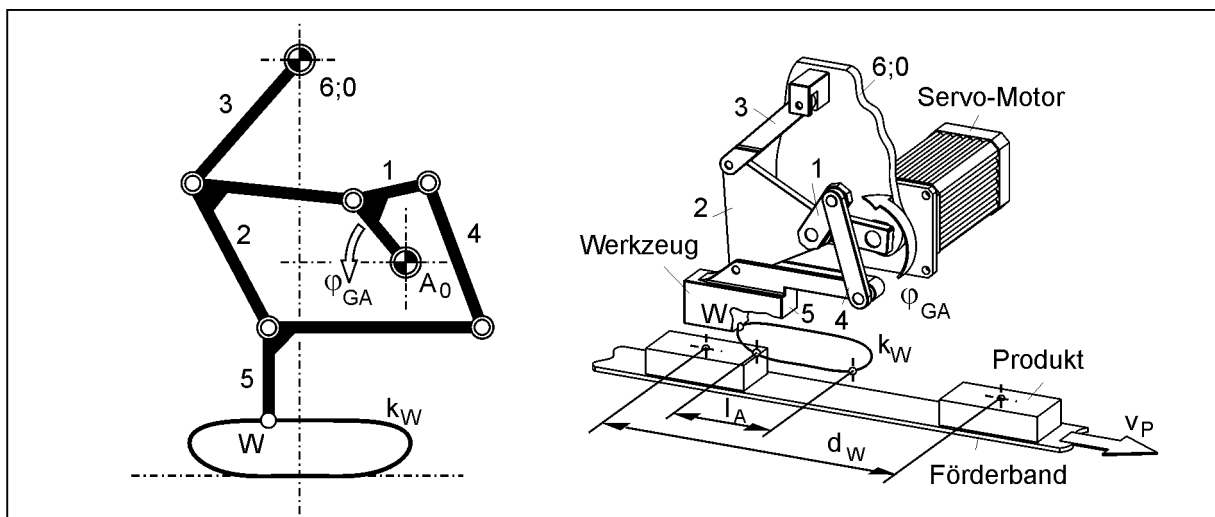


Bild 3: Koppelgetriebe zur Bahnführung eines Werkzeuges mit einem gesteuerten Antrieb

Das Bild 3 zeigt eine Lösung, bei der das Werkzeug von dem im Bild mit 5 bezeichneten Glied eines sechsgliedrigen Koppelgetriebes geführt wird, das nur Drehgelenke aufweist und einen einzigen, umlaufenden Antrieb an der Kurbel 1. Der Punkt W des Gliedes 5 durchläuft die für die vorliegende Aufgabe geeignete Koppelkurve  $k_W$  und das Glied 5 bleibt dabei immer parallel zu den Werkstücken. Durch entsprechende Steuerung der Drehgeschwindigkeit  $\varphi_{GA}$  der Kurbel 1 während eines Umlaufs können trotz der mechanischen Zwangsführung die Bewegungsanforderungen „Synchronlauf in der Bearbeitungsphase“ und „Anpassung an variable Produktabstände“ flexibel erfüllt werden.



Prinzipiell könnte die Lösung der hier betrachteten Aufgabe natürlich auch ohne getriebe-technische Zwangsführung – z.B. durch eine Kreuzschlittenführung des Arbeitsorgans in waagrechter und senkrechter Richtung – erfolgen, die allerdings zwei unabhängige gesteuerte Antriebe und insgesamt höheren konstruktiven Aufwand erfordern würde. Damit wäre dann zwar auch die Form der erzeugten Bahnkurve variabel, aber das muss ja keineswegs immer verlangt sein.

## **2.4 Nutzung der ungleichmäßigen Übersetzung von Kräften und Drehmomenten**

Wenn durch einen gesteuerten Antrieb ein Arbeitsorgan angetrieben werden soll, an dem über seinem Arbeitsweg veränderliche Arbeitskräfte auftreten, kann es sich empfehlen, als Übertragungselement ein Koppelgetriebe zwischenschalten, das eine entsprechend ausgeprägte nichtlineare Übertragungsfunktion aufweist und so eine Vergleichmäßigung der Antriebsbelastung bewirkt. Verbreitet ist die Nutzung dieses Effektes unter dem Stichwort „Kniehebel-Wirkung“ in Form der Annäherung der Bewegung eines Koppelgetriebes – z.B. der Schubkurbel gemäß Bild 1 – an eine Totlage mit dem dafür typischen Anwachsen der erreichbaren Abtriebskraft bei einem gegebenem Antriebsmoment, wenn statische oder quasi-statische äußere Belastung vorliegt.

## **2.5 Integrierter Leistungsausgleich und Reduzierung der dynamischen Antriebsbelastung**

In vielen Einsatzfällen und ganz besonders in schnell laufenden Verpackungsmaschinen sind Massenkräfte an notwendigerweise beschleunigt bewegten Arbeitsorganen, an allen weiteren Bauteilen für die Bewegungsübertragung vom Antrieb zum Arbeitsorgan sowie letztlich am Motorläufer selber die dominierenden oder gar einzig interessierenden Belastungen.

In der Regel erweist sich dabei auch bei optimaler Anpassung der Übersetzung  $i_V$  eines ggf. vorgesehenen Vorschaltgetriebes zwischen dem Servo-Motor und der angetriebenen Baugruppe das vom Motor erzeugbare Drehmoment als kritische Grenze, nach der die Motorauswahl getroffen werden muss. Dabei ist dann die vom Motor eigentlich erzeugbare Leistung in der Regel noch längst nicht ausgeschöpft. Der Grund dafür ist der Zusammenhang, dass bei beschleunigungsproportionalen Betriebslasten ein bestimmter, optimaler Wert  $i_{V,opt}$  für das Übersetzungsverhältnis des Vorschaltgetriebes bestimmt werden kann, bei dem das kleinste Motormoment auftritt. Entgegen einer eventuell nahe liegenden Vermutung ist in

einem solchen System durch eine weitere Erhöhung der Getriebeübersetzung keine weitere Reduzierung des Motormomentes möglich. Dies ergibt sich dadurch, dass oberhalb von  $i_{V,opt}$  bei weiter steigendem  $i_V$  der Anteil des Motordrehmomentes, der für die Eigenbeschleunigung des Motors benötigt wird, schneller wächst, als der andere Anteil sinkt, der zur Beschleunigung der angetriebenen Baugruppe erforderlich ist [5, 9].

Bei dem Ziel der Reduzierung solcher dynamischer Antriebsanforderungen können schon ganz einfache Koppelgetriebe als Übertragungselemente zwischen dem gesteuerten Antrieb und dem eigentlich zu bewegenden Arbeitsorgan erhebliche Verbesserungen bewirken [9].

Was dabei im Einzelfall konkret erreichbar ist, hängt sehr speziell von der jeweils zu erfüllenden Bewegungsaufgabe und der Massenverteilung innerhalb des Antriebssystems ab. Das im Folgenden näher ausgeführte Zahlenbeispiel für den Einsatz einer einfachen Schubkurbel gemäß Bild 1 zur Erzeugung einer längeren Rast in einer Umkehrlage mit umlaufendem Antrieb der Kurbel ergibt z.B. eine Reduzierung des Motordrehmomentes auf ca. 60% gegenüber einer vergleichbaren Auslegungsvariante mit linearer Übertragung zwischen dem oszillierenden Arbeitsorgan und dem dann ebenfalls oszillierenden Antriebsmotor. In anderen, ebenfalls vollständig durchgerechneten Vergleichsbeispielen für die Erfüllung von praxistypischen Bewegungsvorgaben mit realistischen Daten wurden sogar noch weitergehende Reduzierungen auf bis zu 30% erreicht. Allerdings gelingen solche Erfolge bei der Realisierung praxistypischer Bewegungsanforderungen mit festen Vorgaben nur durch weitgehende Nutzung von dafür ggf. verfügbaren Freiräumen für die Gestaltung des Bewegungsablaufs am umlaufenden Antrieb mit Hilfe nicht ganz einfacher Ansätze für das durchzuführende Bewegungs-Design [4].

Bei der Reduzierung des erforderlichen Antriebsdrehmomentes durch ein Koppelgetriebe wirken im günstigsten Fall zwei Effekte zusammen, die beide für Koppelgetriebe typisch sind. Zum einen ist dies die unter 2.4 bereits angesprochene Nichtlinearität des Übertragungsverhaltens, die es ermöglicht, dass größere Kräfte am Abtrieb vielleicht gerade in solchen Getriebestellungen auftreten, in denen sie nur stark reduziert auf den Antrieb zurück wirken. Der zweite wesentliche Effekt ist der in einem Koppelgetriebe mögliche „interne Leistungsausgleich“. Bei einer gleichmäßigen Übersetzung zwischen An- und Abtrieb müssen alle Massenkräfte, die bei der geforderten Bewegung am Arbeitsorgan auftreten – und dazu auch noch die proportionalen Massenkräfte an allen anderen Übertragungselementen sowie am Motor selber – letztlich einzig und allein vom Antrieb aufgebracht werden. Erfolgt die Übertragung vom Antrieb auf den Abtrieb jedoch durch ein Koppelgetriebe, dann können in diesem auch Massenkräfte entstehen, die den Massenkräften an den eigentlichen „Nutzmassen“ entgegen wirken und so den gemeinsamen Antrieb mehr oder weniger entlasten. Dieser

Effekt kann auch so gedeutet werden, dass während des Bewegungsablaufs die Summe der kinetischen Energie aller ungleichmäßig bewegten Massen mehr oder weniger konstant bleibt und dadurch am Antrieb nur noch entsprechend geringerer Leistungsfluss erforderlich ist [3].

Das betrachtete Koppelgetriebe muss dazu auf jeden Fall umlaufend angetrieben werden und Totlagen in der Bewegung seiner Abtriebsmassen aufweisen. Bei – ansonsten vielleicht durchaus auch sinnvollem – schwingendem Antrieb eines Koppelgetriebes tritt der Effekt des internen Leistungsausgleichs prinzipiell nicht auf. Umlaufender Antrieb ist somit eine notwendige, aber keineswegs für sich allein auch schon hinreichende Bedingung für wirksamen internen Leistungsausgleich. Das heißt, dass in jedem Einzelfall sorgfältig geprüft werden muss, ob überhaupt und ggf. wie mit umlaufendem Antrieb an einem Koppelgetriebe eine Entlastung eines Antriebs im Vergleich zu einem Antrieb mit linearer Übertragung erreichbar ist.

Ein vollständiger interner Leistungsausgleich liegt dann vor, wenn ein Getriebe in seiner so genannten „Eigenbewegung“ betrieben wird. Dies ist derjenige periodisch veränderliche Bewegungsverlauf, der sich bei einem Getriebe „von selber“ einstellt, wenn dieses nach Erteilung einer Anfangsgeschwindigkeit sich selbst überlassen bleibt, also mit dem Antriebsmoment  $M_{an} = 0$  nur unter der Wirkung der Massenkräfte an seinen Gliedern umläuft [3]. Der gesteuerte Antrieb eines Getriebes genau in dessen Eigenbewegung kann z.B. dann praktisch genutzt werden, wenn in einer Verarbeitungsmaschine eine oszillierende Bewegung zwischen exakt einzuhaltenden Umkehrlagen in einer ebenfalls exakt einzuhaltenden Periodendauer ausgeführt werden soll, ohne dass dabei jedoch weitergehende Forderungen an den zeitlichen Ablauf dieser Bewegung im Einzelnen gestellt werden. In solchen Fällen eignen sich gerade besonders einfache Koppelgetriebe mit umlaufendem Antrieb, z.B. die hier betrachtete Schubkurbel zur Erzeugung eines Abtriebsschubweges oder eine Kurbelschwinge zur Erzeugung eines Abtriebsschwingwinkels.

Ein weiterer interessanter Spezialfall ist der Antrieb eines Koppelgetriebes mit konstanter Winkelgeschwindigkeit. Dabei können – wie beim Antrieb in Eigenbewegung – ebenfalls keine weitergehenden Forderungen an den zeitlichen Ablauf der Abtriebsbewegung zwischen deren Umkehrlagen gestellt werden. Allenfalls könnten gewünschte Bewegungsabläufe mit einem jeweils speziell dafür ausgelegten Koppelgetriebe mehr oder weniger gut angenähert werden. Gegenüber dem Antrieb in Eigenbewegung hat der Antrieb mit konstanter Geschwindigkeit den zunächst gravierend erscheinenden Nachteil, dass durch die Veränderlichkeit der Massenrückwirkungen vom Abtrieb auf den Antrieb dabei in der Regel durchaus erhebliche Spitzenmomente des Motormomentes auftreten. Entgegen dem Antrieb

mit linearer Übertragung ist hier nun aber nicht nur ein begrenzter Wert  $i_{V,opt}$  für ein eventuelles Vorschaltgetriebe zwischen Motor und angetriebener Baugruppe möglich. Wenn die Antriebswinkelgeschwindigkeit konstant ist, treten an der Motorwelle ja keine Beschleunigungen auf, und es ist somit auch kein Anteil des Motormomentes für die Eigenbeschleunigung des Motors erforderlich, der bei größerer Übersetzung überproportional anwachsen könnte. Die Übersetzung kann also hier – bei stetiger Reduzierung des auftretenden Motormomentes – tatsächlich so hoch gewählt werden, bis die maximale Motorwinkelgeschwindigkeit die dafür gegebene Grenze erreicht, und der Motor bezüglich des zu erbringenden Drehmomentes entsprechend klein gewählt werden.

### 3 Auslegung von Koppelgetrieben mit gesteuerten Antrieben

#### 3.1 Exemplarische Aufgabenstellung

Im Folgenden sollen anhand eines praxistypischen Beispiels mit realistischen Auslegungsdaten prinzipielle Schritte der Auslegung eines Kombinationsantriebs aufgezeigt und dazu benötigte theoretische Ansätze sowie Software-Werkzeuge angesprochen werden.

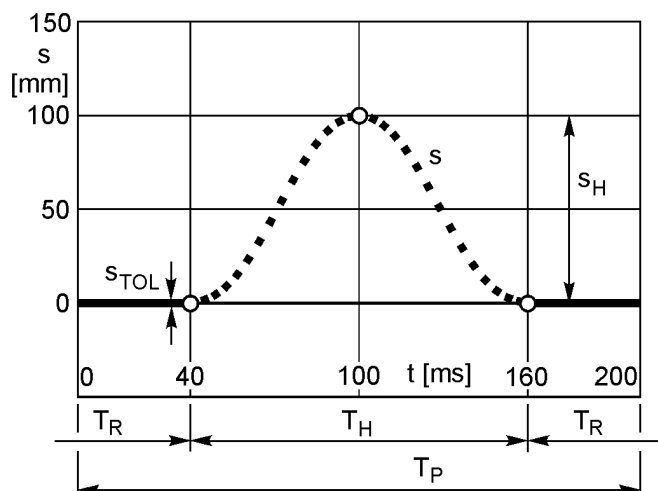
Die betrachtete exemplarische Aufgabe lautet:

**Erzeugung einer oszillierenden Schubbewegung an einem Arbeitsorgan mit Rast in einer Umkehrlage durch eine Schubkurbel mit umlaufendem Antrieb.**

Zum Vergleich soll alternativ eine Lösung mit linearer Übertragung zwischen Motor und Arbeitsorgan betrachtet werden, bei der die Wandlung von Drehung in Schub exemplarisch durch ein Zahnrad-Zahnstange-Getriebe erfolgt.

Bild 4:  
Exemplarische Bewegungsaufgabe  
"Rast-Hub-Rast"

$T_P = 200 \text{ ms}$   
 $T_R = 80 \text{ ms}$   
 $T_H = 120 \text{ ms}$   
 $s_H = 100 \text{ mm}$   
 $s_{TOL} = 0.2 \text{ mm}$



## 3.2 Bewegungsvorgabe

Gemäß Bild 4 soll am Abtriebsglied bei einer Periodendauer von  $T_P = 200 \text{ ms}$  – entsprechend 300 Takten pro Minute – eine oszillierende Schubbewegung mit einem Hub  $s_H = 100 \text{ mm}$  in ihrer unteren Umkehrlage eine Rast mit der Dauer  $T_R = 80 \text{ ms}$  – entsprechend 40% der Taktzeit – aufweisen. Wie später gezeigt wird, ist ein fairer Vergleich mit praktisch gleicher Rastdauer in den beiden betrachteten Lösungsvarianten nur möglich, wenn an den Rändern des Rastbereiches eine kleine, aber explizit vorgegebene Rastabweichung erlaubt und bei beiden Lösungsvarianten gleich eingehalten wird. Dafür wurde hier eine sehr kleine Rasttoleranz von  $s_{TOL} = 0,2 \text{ mm} = 0,2\%$  von  $s_H$  festgelegt. Für den in Bild 4 unterbrochen angedeuteten Bewegungsübergang von der Rast in die obere Hublage und wieder zurück mögen keine weiteren Vorgaben vorliegen.

## 3.3 Systemaufbau und Bewertungskriterium für das Betriebsverhalten

Die Bilder 5 und 6 zeigen schematisch im Vergleich die beiden Systemvarianten GG und KG, die hier verglichen werden, und die bei beiden Varianten mit realistischen Daten gleich angenommene Massenverteilung. Wie alle anderen Massedaten ist auch das Massenträgheitsmoment  $J_M$  des Motors für beide Varianten zunächst als gleich zugrunde gelegt, und zwar mit einem typischen Wert für einen Motor, der gerade passend wäre für die Systemvariante GG mit linearer Übertragung, die sich später als ungünstigere Lösung herausstellen wird. Die sich zeigende erheblich geringere Auslastung dieses gleichen Motors bei der Systemvariante KG mit Koppelgetriebe könnte dann z.B. durch Auswahl eines kleineren Motors mit entsprechend reduzierter Versorgung genutzt werden. In das Gesamt-Massenträgheitsmoment  $J_A$  der vollständigen Antriebseinheit soll hier auch schon das Massenträgheitsmoment  $J_V$  des Vorschaltgetriebes eingerechnet sein, da dieses für eine bestimmte Baureihe bezogen auf die Motorseite in der Regel praktisch unabhängig ist von der gewählten Übersetzung. Die Übersetzung  $i_V$  des Vorschaltgetriebes wurde für einen fairen Vergleich beider Systemvarianten mit den angegebenen Werten unterschiedlich gewählt, nämlich jeweils optimal für die jeweils vorliegenden Betriebsbedingungen.

Nach dem Vorschaltgetriebe folgt in beiden Varianten ein wieder gleich angenommenes Massenträgheitsmoment  $J_{EG}$  für die Eingangswelle des Übertragungsgetriebes, die sich mit der Abtriebswinkelgeschwindigkeit des Vorschaltgetriebes dreht. In diesem Massenträgheitsmoment  $J_{EG}$  sollen z.B. auch die Masse des damit verbundenen Zahnrades bzw. der umlaufenden Kurbel mit gleichem Wert enthalten sein. Zusammengefasst in der ebenfalls gleichen Werkzeugmasse  $m_W$  sind alle Massen, die auf der Abtriebsseite des gleichmäßig

übersetzenden Zahnrad-Zahnstange-Getriebes im System GG bzw. der Schubkurbel im System KG gemeinsam die geforderte oszillierende Schubbewegung ausführen.

Bild 5:  
Systemaufbau GG  
mit gleichmäßig  
übersetzendem  
Übertragungsgetriebe

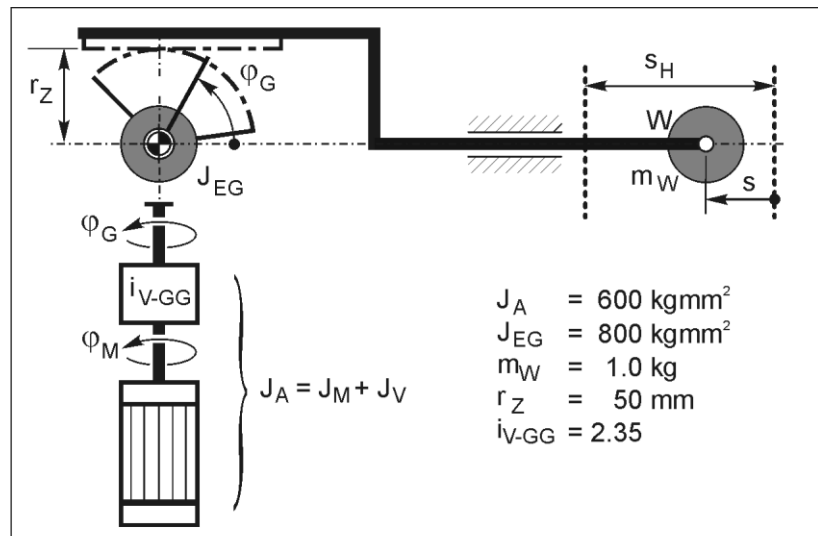
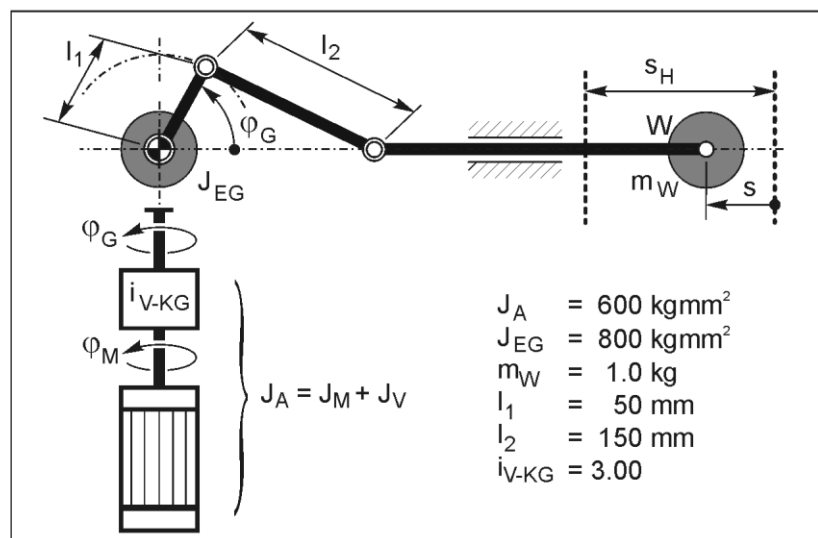


Bild 6:  
Systemaufbau KG  
mit Koppelgetriebe  
"Schubkurbel"  
als Übertragungsgetriebe



Bei der Schubkurbel liegt wegen des geforderten Umlaufs der Kurbel deren Länge mit  $l_1 = s_H/2 = 50 \text{ mm}$  von vorneherein fest. Die Koppellänge wurde mit einem – für günstige Kraftübertragung typischen – Wert von  $l_2 = 3l_1$  gewählt. Grundsätzlich mehr oder weniger beliebig ist bei dem System GG jedoch die Wahl des Radius  $r_z$  des Zahnrades oder eines entsprechenden Wertes für eine andere konstruktive Realisierung der hier vorgesehenen linearen Übertragung zwischen dem drehenden Antrieb und dem schiebenden Abtrieb. Eine Vergrößerung des Wertes von  $r_z$  würde bei gleicher Geschwindigkeit am Arbeitsorgan z.B.

zu einer kleineren Winkelgeschwindigkeit  $\varphi_G^*$  der Eingangsseite mit dem Massenträgheitsmoment  $J_{EG}$  führen, die bei einer gleichzeitigen entsprechenden Vergrößerung von  $i_{V-GG}$  aber doch wieder die ursprüngliche Motordrehzahl am Massenträgheitsmoment  $J_M$  ergeben könnte. Bei dem hier realistisch gewählten relativ kleinen Wert für  $J_{EG}$  zeigt sich so, dass es im Wesentlichen auf den Quotienten  $i_{V-GG}/r_Z$  ankommt und deshalb kann der Wert für  $r_Z$  – bei jeweils entsprechender Anpassung von  $i_{V-GG}$  – in technisch sinnvollen Grenzen im Grunde relativ beliebig gewählt werden ohne gravierende Folgen für die auftretenden Motor-momente. Vor diesem Hintergrund wurde hier eher willkürlich  $r_Z = 50 \text{ mm}$  festgelegt.

Als Betriebsbelastungen sollen hier gemäß Abschnitt 2.5 ausschließlich Massenkräfte berücksichtigt werden. Entsprechend der im Abschnitt 2.5 bereits formulierten allgemeinen Aussage, dass bei Anwendungen in Verarbeitungsmaschinen oft das vom Servo-Motor aufzubringende Drehmoment die ggf. kritische Belastung darstellt und nicht etwa die abverlangte Leistung, soll hier ein wertender Vergleich der beiden Auslegungsvarianten GG und KG nach diesem Gesichtspunkt – also bezüglich Spitzenwert und Effektivwert des erforderlichen Motormomentes – erfolgen. Für einen fairen Vergleich muss dabei aber – wie vorne schon angedeutet – die Übersetzung  $i_V$  des Vorschaltgetriebes zwischen Motor und angetriebenem Lastsystem dem jeweiligen Systemaufbau entsprechend optimal gewählt werden.

Für ein System mit gleichmäßiger Übersetzung zwischen An- und Abtrieb und reiner Massenbelastung kann bei vorgegebenen Massedaten sehr einfach ein optimaler Übersetzungswert  $i_{V,opt}$  berechnet werden, bei dem eine gewünschte maximale Beschleunigung am Abtrieb mit kleinstmöglichem Motormoment – oder umgekehrt eine größtmögliche Abtriebsbeschleunigung mit einem gegebenen Maximalmoment – erzeugt wird. Die Übersetzung  $i_V$  muss dafür genau so gewählt werden, dass z.B. bezogen auf die Abtriebswelle des Vorschaltgetriebes, die gleichzeitig die Eingangswelle des folgenden Lastsystems ist, die reduzierten Massenträgheitsmomente beider Systemseiten gleich sind [5].

Demzufolge muss für das hier betrachtete System GG gelten:

$$J_A * i_{V-GG,opt}^2 = J_{EG} + r_Z^2 * m_W \quad \text{bzw.} \quad i_{V-GG,opt} = \sqrt{(J_{EG} + r_Z^2 * m_W) / J_A}$$

Mit den angegebenen Massedaten ergibt sich daraus der in Bild 5 für  $i_{V-GG}$  angegebene Wert  $i_{V-GG,opt} = 2.35$ .

Bei einer ungleichmäßigen Übersetzung zwischen An- und Abtrieb gibt es dagegen keinen so einfachen Zusammenhang zur Bestimmung derjenigen Übersetzung, bei der, für gegebene Betriebsanforderungen am Abtrieb, der Antrieb das geringste Drehmoment aufbringen muss. Dies liegt einfach daran, dass das erforderliche Motordrehmoment dann nicht mehr

proportional zur Motorbeschleunigung ist [9]. Genau genommen müsste bei einem solchen System – getrennt für jeden interessierenden Betriebsfall – durch stufenweise Variation von  $i_V$  und jeweilige rechnerische Simulation ermittelt werden, bei welchem  $i_V$  die Drehmomentbelastung des vorgesehenen Motors am kleinsten bleibt. Dabei würden sich dann im Prinzip unterschiedliche Optimalwerte der Übersetzung  $i_V$  für jeden einzelnen Betriebsfall ergeben. Tatsächlich steigt die Drehmomentbelastung bei mäßiger Abweichung vom jeweiligen Wert  $i_{V-KG,opt}$  aber zunächst nur relativ gering an, so dass auch für durchaus unterschiedliche Betriebsfälle ein gleich bleibender Kompromisswert für  $i_V$  gewählt werden kann, ohne dass allzu große Abweichungen vom kleinsten, theoretisch erreichbaren, Maximalwert des jeweiligen Drehmomentverlaufs auftreten. In diesem Sinne wurde für die im Folgenden betrachteten unterschiedlichen Betriebsfälle des Systems KG einheitlich ein vorab als günstig ermittelter Kompromisswert  $i_{V-KG} = 3.00$  zugrunde gelegt.

### 3.4 Vergleichsergebnisse für lineare Übertragung

Bei dem System GG mit linearer Übertragung sind alle Beschleunigungen an allen Massen proportional zueinander und proportional zum Drehmoment, das der Antriebsmotor dafür aufbringen muss. Um dessen Spitzenwert möglichst klein zu halten, sollten im Bewegungs-Design für den Gesamtverlauf der Abtriebsbewegung am Arbeitsorgan der positive und der negative Extremwert der Beschleunigung betragsmäßig gleich gemacht werden. Einen entsprechend gestalteten Verlauf für Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung am Arbeitsorgan zeigt Bild 7b. An den Grenzen des Rastbereiches bei  $t = 40 \text{ ms}$  und  $t = 160 \text{ ms}$  wird exakt die zugelassene – in der zeichnerischen Strichstärke nicht mehr erkennbare – Rasttoleranz  $s_{TOL} = 0,2 \text{ mm}$  eingehalten, wobei die Geschwindigkeit  $s^*$  und die Beschleunigung  $s^{**}$  zu diesem Zeitpunkt bereits gewisse Werte aufweisen. Der Gesamtverlauf der hier so vorgegebenen Soll-Bewegung am Abtriebsorgan wurde dabei aus mehreren Polynomabschnitten 5. Grades so zusammengesetzt, dass bei exakter Einhaltung aller Vorgaben ein möglichst glatter, auch in der Beschleunigung noch praktisch knickfreier Verlauf mit einem ausgewogenem Kompromiss zwischen geringer Maximalbeschleunigung und geringem maximalen Ruckwert (Steigung des Beschleunigungsverlaufs) erreicht wurde. Dazu muss natürlich ein geeignetes Software-Werkzeug zur Verfügung stehen. Für diese und alle weiteren kinematischen, kinetostatischen und kinetischen Berechnungen in dieser Arbeit wurde durchgängig das am IfG entwickelte getriebetechnische Programmsystem GENESYS eingesetzt.

Bild 7a zeigt die Drehbewegung an der Motorwelle, die sich aus der Vorgabe in Bild 7b ergibt, und Bild 7c ist der entsprechende Verlauf des Drehmomentes am Motor mit den Spitzenwerten  $M_{Mmax} = 7.32 \text{ Nm}$  und dem Effektivwert  $M_{Meff} = 4.34 \text{ Nm}$  zu entnehmen. Der bei



den gewählten Massedaten zugrunde gelegte Servo-Motor aus einer Standardbaureihe eines namhaften Anbieters wäre mit diesen Werten bezüglich des Drehmomentes gerade sinnvoll ausgelastet.

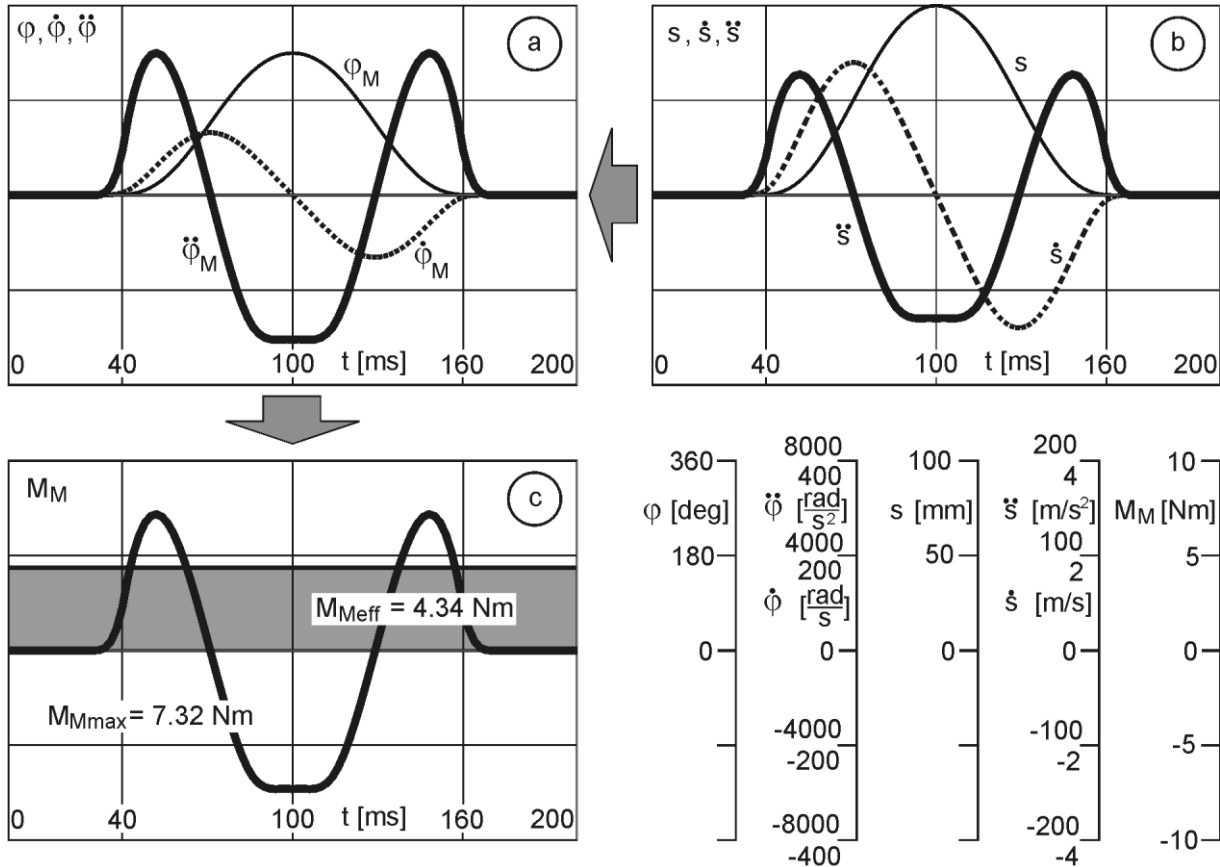


Bild 7: Auslegungsergebnis für System GG

Für die Erfüllung der gestellten Bewegungsaufgabe durch ein Antriebssystem mit den vorgegebenen Massedaten und linearer Übertragung kann dieses Ergebnis als optimal betrachtet werden, und ist somit geeignet, als Vergleichsbasis für die folgenden Lösungsvarianten zugrunde gelegt zu werden.

### 3.5 Ergebnisse für Koppelgetriebe mit umlaufendem Antrieb

#### 3.5.1 Allgemeine Bemerkungen zum Bewegungs-Design für umlaufenden Antrieb

Bei der Erzeugung einer gewünschten Abtriebsbewegung durch ein Koppelgetriebe mit umlaufendem Antrieb besteht die Kernaufgabe in der Festlegung eines geeigneten Drehbewegungsverlaufs an der Antriebskurbel des Getriebes bzw. an der Motorwelle, der einer-

seits die gestellten Anforderungen an die Abtriebsbewegung erfüllt und andererseits den dabei verbleibenden Gestaltungsspielraum so ausnutzt, dass das erforderliche Motordrehmoment im Spitzenwert und/oder im Effektivwert möglichst klein bleibt.

Ein erster Ansatz dafür könnte darin bestehen, auch hier – so wie bei Systemen mit linearer Übertragung – zunächst einen irgendwie günstig erscheinenden Gesamtverlauf der Abtriebsbewegung zu entwerfen und vorzugeben. Über eine inverse Analyse des Getriebes wäre dazu dann der entsprechende Drehwinkelverlauf an der Antriebskurbel zu berechnen. Gegen eine solche Vorgehensweise mit Gesamtvorgabe der Abtriebsbewegung bei umlaufendem Antrieb sprechen jedoch gewichtige Gründe:

- Exakt in den Totlagen ist eine Rückrechnung vom Abtrieb auf den Antrieb bezüglich Geschwindigkeit und Beschleunigung ohnehin kinematisch unmöglich. Man kann somit immer nur mehr oder weniger nah an die Totlagen „heranrechnen“ und es treten dabei oft numerische Probleme auf, die auch zu Programmabstürzen führen können.
- Im Bewegungs-Design für die gewollte Abtriebsbewegung müssen die Umkehrlagen im Lagewert absolut korrekt mit der Geschwindigkeit Null und einem irgendwie sinnvoll erscheinenden Beschleunigungsverlauf durch die Umkehrlagen vorgegeben werden. Schon dabei ist es nicht immer ganz einfach, zunächst einmal nur für den Abtrieb einen insgesamt günstig erscheinenden Gesamtverlauf zu erzielen, und erfordert in jedem Fall interaktive Nutzung geeigneter Software durch einen kundigen Anwender.
- Knicke im Beschleunigungsverlauf der Vorgabe für den Abtrieb in dessen Umkehrlagen – die in der Regel ja als durchaus erlaubt betrachtet werden und ohne interaktive „Feinarbeit“ im Bewegungs-Design auch kaum zu vermeiden sind – bewirken an der umlaufenden Kurbel bereits Knicke im Geschwindigkeitsverlauf und demgemäß Sprünge im Beschleunigungsverlauf. Auch Bewegungsvorgaben mit durchaus günstig erscheinenden, glatten Beschleunigungsverläufen ohne erkennbare Knicke führen oft auf sehr „unruhige“ Bewegungsverläufe des umlaufenden Antriebs, z.B. mit hohen lokalen Spitzenwerten in dessen Beschleunigungsverlauf.

### 3.5.2 Bewegungs-Design mit dem Ansatz „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“

Günstigere Bewegungsverläufe erhält man dann, wenn man von der Abtriebsbewegung nur diejenigen Bewegungspunkte und/oder -abschnitte auf den umlaufenden Antrieb zurück rechnet, deren Erfüllung am Abtrieb auch tatsächlich exakt verlangt wird, und dann deren Ergänzung zu einem Gesamtverlauf mit üblichen Methoden des Bewegungs-Designs direkt an der umlaufenden Antriebsbewegung vornimmt.

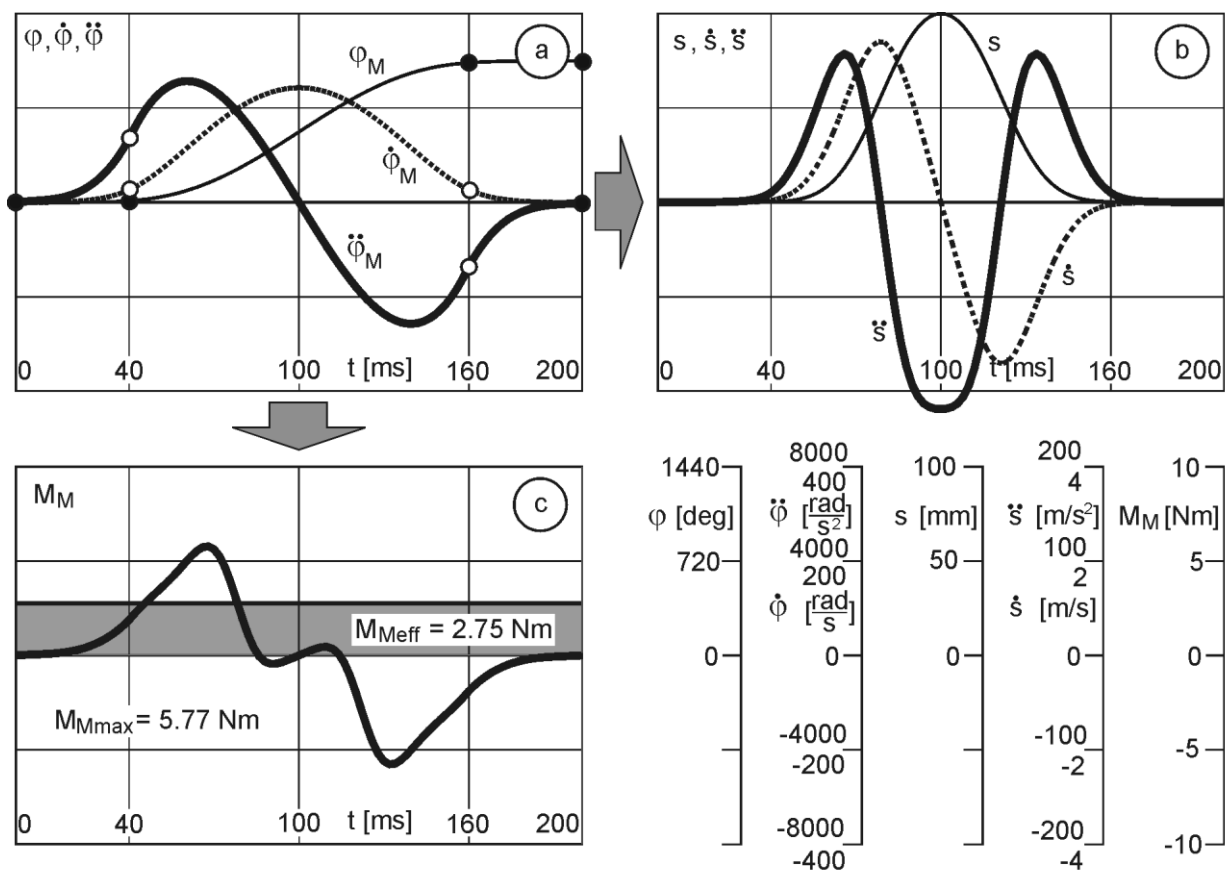


Bild 8: Auslegungsergebnis für System KG

Bewegungs-Design mit Ansatz “Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb (BUA)”

Bei der vorliegenden Bewegungsaufgabe ergeben sich so – aus den Umkehrlagen der geforderten Abtriebsbewegung und der erlaubten Rastabweichung  $s_{TOL}$  an den Rastrandern – die in Bild 8a mit gefüllten Kreisen markierten Vorgabewerte für den Bewegungsablauf des Drehwinkels  $\varphi_M$  an der Motorwelle. Deren Gesamtdrehwinkel  $\varphi_{MP} = 1080^\circ$  für eine Bewegungsperiode ergibt sich dabei aus der gewählten Übersetzung  $i_{V-KG} = 3.00$  zwischen Motorwelle und Kurbelwelle. Mit interaktiver Ergänzung und anpassender Variation der mit nicht gefüllten Kreisen markierten Stützwerte für den Geschwindigkeits- und den Beschleunigungskurven

nigungsverlauf der Antriebswelle kann dann z.B. mit 4 Polynomabschnitten 5. Grades sehr schnell ein „kinematisch günstig“ erscheinender Gesamtverlauf gestaltet werden. Unter der etwas unbestimmten Kennzeichnung „kinematisch günstig“ wird dabei hier ein Bewegungsablauf verstanden, der auf jeden Fall stoß- und ruckfrei ist, darüber hinaus aber in einem ausgewogenen Kompromiss auch keine auffälligen Beschleunigungsknicke, geringe Maximalbeschleunigungen und geringe Beschleunigungssteigungen, also geringe Ruckwerte aufweist.

Diese Antriebsbewegung erzeugt die in Bild 8b gezeigte Abtriebsbewegung, die die geforderten Hub- und Rastanforderungen erfüllt, ansonsten aber natürlich etwas anders aussieht als z.B. die für das System GG gewählte Vorgabe gemäß Bild 7b.

Für die Beurteilung des Systems „Servo-Antrieb mit Koppelgetriebe“ ist das nun vom Motor aufzubringende Drehmoment zu betrachten. Bild 8c zeigt, dass der Spitzenwert des Drehmomentes nun um ca. 21% und der Effektivwert sogar um ca. 37% geringer ist als bei dem Vergleichssystem GG mit linearer Übersetzung. Das System KG mit Koppelgetriebe und umlaufendem Antrieb weist somit hier einen deutlichen Vorteil auf, der z.B. in Form eines kleineren Motors mit entsprechend schwächerer Versorgung auch kostenmäßig nutzbar wäre.

Auffällig ist im Vergleich der Bilder 8a und 8c der zunächst vielleicht nicht erwartete gravierende Unterschied im qualitativen Verlauf der Beschleunigung  $\ddot{\varphi}_M$  und des Drehmomentes  $M_M$  an der Motorwelle. Dies liegt einfach daran, dass das auf die Antriebswelle reduzierte Massenträgheitsmoment  $J_{red}(\varphi)$  eines Koppelgetriebes mit dem Antriebsdrehwinkel  $\varphi$  periodisch veränderlich ist und sich dadurch das erforderliche Antriebsdrehmoment bei reiner Massenbelastung gemäß der bekannten „Differenzialgleichung der starrgliedrigen Maschine“ ergibt [3]:

$$M_{an} = J_{red}(\varphi) * \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} J'_{red}(\varphi) * \dot{\varphi}^2$$

Dadurch können auch bei durchaus glatten Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufen erhebliche Schwankungen des Antriebsmomentes mit hohen lokalen Spitzenwerten auftreten. Bild 13 in Abschnitt 4.2.1 zeigt dafür ein noch eindrucksvolleres Beispiel, als es hier der Vergleich der Bilder 8a und 8c bietet.

Man kann sich nun fragen, ob eventuell durch Modifikation an den Bewegungsvorgaben für den Antrieb in dessen frei gestaltbarem Rücklaufabschnitt eine Verbesserung des Drehmomentes mit dem Ziel kleinerer Spitzen- und/oder Effektivwerte erreichbar ist. Diesbezügliche Untersuchungen haben gezeigt, dass auch unter Nutzung von anspruchsvoller Opti-

mierungssoftware über eine direkte Modifikation von Bewegungsvorgaben eher keine guten Ergebnisse für die Optimierung von Antriebs-Drehmomentverläufen bei Koppelgetrieben erreichbar sind. Deutlich effektiver erwies sich die im folgenden Abschnitt vorgestellte Optimierung über die Modifikation von vorgegebenen Drehmomentprofilen [10].

### 3.5.3 Bewegungs-Design mit „Vorgabe eines Drehmomentenprofils“

Bild 8c zeigt, dass bei der betrachteten Bewegungsaufgabe zwischen dem Ende einer vorhergehenden Rastphase bei  $t = 40 \text{ ms}$  und dem Anfang der folgenden Rastphase bei  $t = 160 \text{ ms}$  prinzipiell zunächst ein Abschnitt mit positivem Antriebsmoment – also mit Energiezufuhr in das mechanische System – und anschließend ein Abschnitt mit negativem Antriebsmoment erforderlich ist, um die vorher zugeführte Energie wieder „herauszubremsen“. Dieser Energieumsatz ist hier notwendig zur Einhaltung der vorgegebenen Zeitspanne für den Bewegungsübergang zwischen den Rastphasen. Ein höherer oder geringerer Energieumsatz würde diesen Bewegungsübergang schneller oder langsamer vollziehen. Man kann sich aber durchaus vorstellen, dass die anfängliche Energiezufuhr und die anschließende Energieabfuhr auch mit einem glatteren Drehmomentverlauf möglich sein müsste, als ihn Bild 8c zeigt.

Einen solchen möglichst glatten Drehmomentverlauf im frei gestaltbaren Übergangsabschnitt zwischen den Rastanschlüssen zeigt Bild 9c. Dieser Verlauf schließt an den ausgefüllten Punkten sprunghaft an den dünner gezeichneten, bereits im vorhergehenden Abschnitt ermittelten Drehmomentverlauf während der Rastphase an, der hier mit der ihn erzeugenden Antriebsbewegung während der Rastphase nun als vorgegeben betrachtet werden soll. Der ergänzte Drehmomentübergang kann hier – aufgrund der vorliegenden symmetrischen Randbedingungen – ebenfalls symmetrisch in der angedeuteten Weise sehr einfach aus einem linearen Abschnitt zwischen den Anschlusspunkten und einem überlagerten Sinusverlauf über der Zeit zusammengesetzt werden. Der dann hier einzige freie Parameter dieses Drehmomentprofils ist die Amplitude  $M_{SIN}$  des überlagerten Sinusverlaufs. Diese muss in einem iterativen Prozess so angepasst werden, dass das angetriebene System die gewünschte Übergangsbewegung genau in der geforderten Zeitspanne vollzieht.

Dazu ist wiederum die Nutzung entsprechender Software erforderlich, die hier aber über den Leistungsumfang typischer getriebetechnischer Software hinausgehen muss, da nun eine kinetische Analyse notwendig ist, das heißt, die Berechnung des sich einstellenden Bewegungsablaufs des betrachteten mechanischen Systems bei vorgegebenen äußeren Kraftwirkungen. Dahinter verbirgt sich hier im Grunde die Integration der vorne angegebenen

Differenzialgleichung der starrgliedrigen Maschine für einen gegebenen Verlauf des Antriebsmomentes über der Zeit  $t$  oder über dem Antriebswinkel  $\varphi$ .

Bild 9c zeigt bereits das Ergebnis einer solchen Iteration mit einer Sinusamplitude  $M_{SIN}$ , die die hier geforderte Übergangszeit von  $T_H = 120\text{ ms}$  zwischen den Rastanschlüssen exakt realisiert.

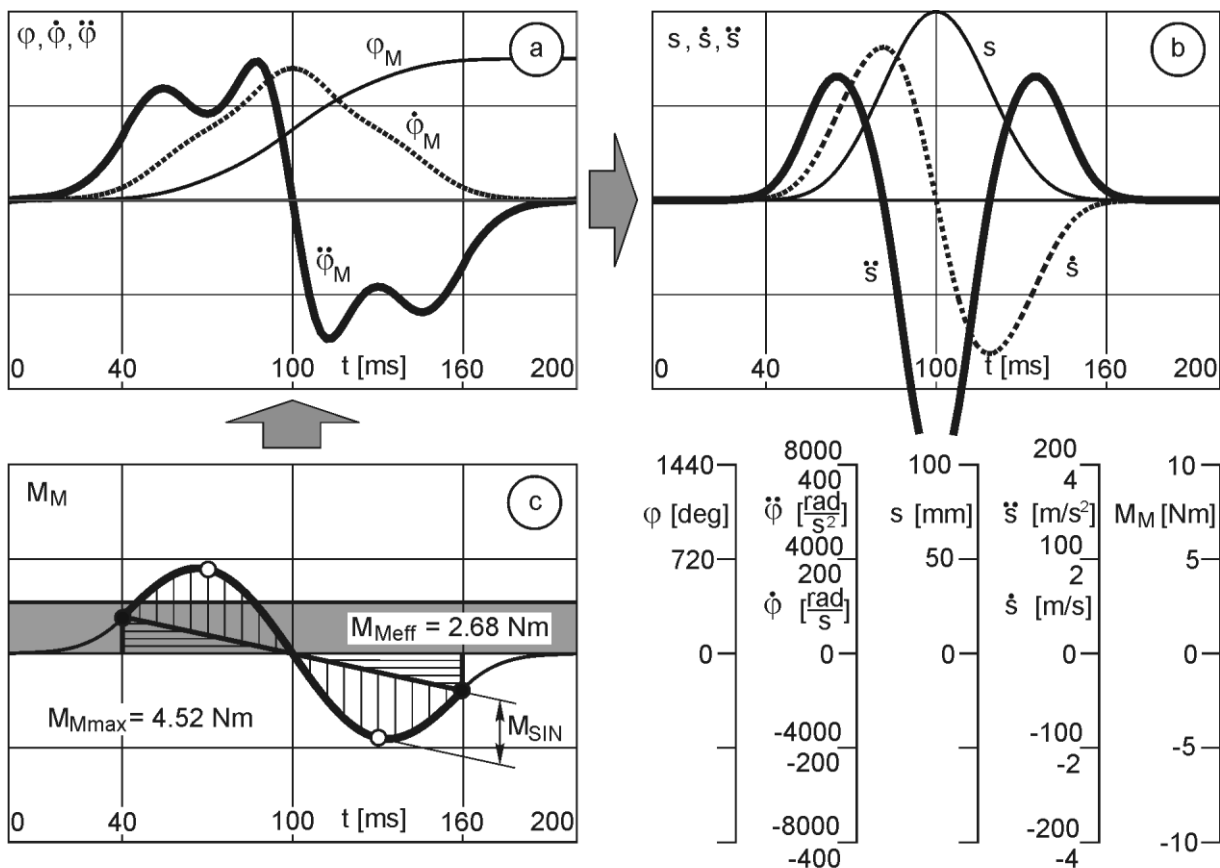


Bild 9: Auslegungsergebnis für System KG  
Bewegungs-Design mit Ansatz "Vorgabe eines Drehmomentprofils (VDP)"

Aufgrund der im betrachteten Beispiel vorliegenden, vereinfachenden Symmetriebedingungen kann der prinzipiell geforderte stoß- und ruckfreie Bewegungsübergang hier mit dem erläuterten, sehr einfachen Drehmomentprofil mit nur einem einzigen freien Parameter sicher gestellt werden. Allgemeinere Bewegungsübergänge, z.B. wie in dem Anwendungsfall, der im folgenden Kapitel betrachtet wird, erfordern jedoch entsprechend komplexere Ansätze für ein jeweils prinzipiell geeignetes Drehmomentprofil [4, 9, 10].

Mit dem Maximalwert  $M_{Mmax} = 4.52\text{ Nm}$  und dem Effektivwert  $M_{Meff} = 2.68\text{ Nm}$  ergibt sich nun im Vergleich zum System GG mit linearer Übertragung eine noch weiter gehende Dreh

momentreduzierung als bereits bei der „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“, und zwar bei beiden Drehmomentkennwerten auf nur noch ca. 62%. Zusätzlich kommt der nun deutlich glattere Verlauf des erforderlichen Motormomentes auch ganz wesentlich der erreichbaren Regelungsqualität zugute.

Um diesen günstigen Verlauf des Antriebsmomentes zu erreichen, ist jedoch ein Verlauf der Antriebsbewegung gemäß Bild 9a und Bild 9b notwendig, den man für sich allein betrachtet in der Regel wohl kaum als „kinematisch günstig“ bezeichnen würde. Durch die Veränderlichkeit des reduzierten Massenträgheitsmomentes des Koppelgetriebes kommt aber gerade dadurch die ausgleichende Wirkung des Koppelgetriebes im Energiehaushalt des Gesamtsystems zustande.

### **3.5.4 Vergleichende Bewertung**

Die hier exemplarisch vorgestellten Ergebnisse zeigen in beiden betrachteten Auslegungsvarianten klare Vorteile der umlaufenden Antriebsbewegung im System KG mit Koppelgetriebe gegenüber der oszillierenden Antriebsbewegung im System GG mit linearer Übertragung. Es wäre aber vorschnell daraus den Schluss zu ziehen, dass umlaufender Antrieb generell „besser“ wäre als schwingender. Wie vorne schon gesagt, ist umlaufender Antrieb durch Totlagen eines Koppelgetriebes ist lediglich eine notwendige, keineswegs aber eine hinreichende Voraussetzung für das tatsächliche Auftreten des prinzipiell möglichen Nutzeffektes „Integrierter Leistungsausgleich“. Ob und in welchem Maße dieser Effekt tatsächlich erreichbar ist, hängt immer von der konkret vorliegenden Bewegungsaufgabe ab und muss deshalb jeweils bezogen auf den Einzelfall vergleichend untersucht werden.

Das betrachtete Beispiel zeigt auch, dass dabei nicht nur der prinzipielle Systemaufbau mit seinen Abmessungs- und Masseparametern eine Rolle spielt, sondern ebenso die Gestaltung des Bewegungsablaufs – im Rahmen des zugelassenen Freiraums bei der Lösung einer bestimmten Bewegungsaufgabe – einen großen Einfluss haben kann. Im Bewegungs-Design für die Antriebsbewegung liegt somit ein hohes Optimierungspotenzial, das nicht ungenutzt bleiben sollte.

Dies gilt um so mehr, als mit dem Einsatz eines Koppelgetriebes als Übertragungselement zwischen Servo-Antrieb und Arbeitsorgan immer auch eine Einschränkung der Flexibilität eintritt. Hier ist dies z.B. die Festlegung des Hubes am Arbeitsorgan durch die gewählte Kurbellänge. Die einzige Möglichkeit, dennoch – in Grenzen flexibel – unterschiedlichen Betriebsanforderungen gerecht werden zu können, liegt demnach beim Einsatz von Koppelgetrieben ohnehin nur noch in einer entsprechenden Variation und Anpassung der Antriebs

bewegung. Hier könnten z.B. die Variation der Rastlänge oder die Erzeugung von Rasten in beiden Umkehrlagen oder andere zusätzliche Anforderungen an den Verlauf der Geschwindigkeit des Arbeitsorgans über dessen festgelegtem Hubweg verlangt sein.

Wenn für eine konkrete Anwendung nur einige wenige, vorab bekannte Bewegungsprofile benötigt werden, können diese auch vorab optimal ausgelegt werden, z.B. mit dem im vorhergehenden Abschnitt gezeigten Ansatz der „Vorgabe eines Drehmomentprofils“. Die dafür erforderliche iterative Bearbeitung kann aber nicht automatisch „online“ und im „fliegenden Wechsel“ mit frei einstellbaren Betriebsparametern durchgeführt werden. Wie im folgenden Kapitel an einem konkreten Beispiel gezeigt wird, ist dies mit dem Einsatz der „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“ aber mit hinreichend leistungsfähigen Steuerungen heutzutage durchaus möglich. Bei der Forderung nach flexibler Bewegungsvariation ist dem Ansatz „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“ also der Vorzug zu geben, auch wenn damit im Einzelfall nicht ganz so gute Ergebnisse erzielt werden, wie mit der nur aufwändiger umsetzbaren „Vorgabe eines Drehmomentprofils“.

## **4 Praktischer Betrieb von Koppelgetrieben mit Servo-Antrieb**

Die folgenden Ausführungen präsentieren eine Auswahl konkreter Erfahrungen, die am IfG mit dem praktischen Betrieb von Koppelgetrieben mit Servo-Antrieb gewonnen wurden. Dazu wird hier eines der verschiedenen Versuchssysteme vorgestellt, mit denen bisher gearbeitet wurde, und an einer fiktiven, aber praxistypischen Bewegungsaufgabe gezeigt,

- in welchem Umfang sich die vorstehenden theoretischen Überlegungen konkret umsetzen lassen,
- welche konkreten Wirkungen alternative Bewegungsvorgaben auf das Regelungsverhalten haben, und
- wie mit einer so genannten „Dynamischen Drehmoment-Vorsteuerung“ das Betriebsverhalten des Antriebs wesentlich verbessert werden kann.

### **4.1 Aufbau und Funktion des Versuchssystems**

#### **4.1.1 Bewegungsaufgabe und Getriebeaufbau**

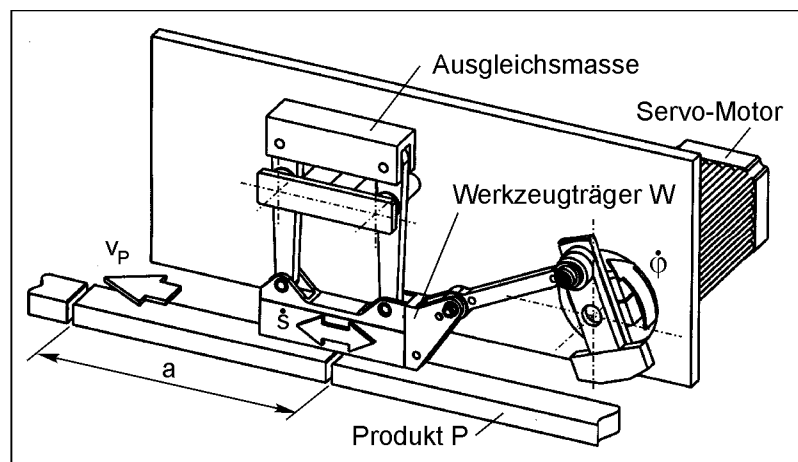
In Verarbeitungsmaschinen stellt sich häufig die Aufgabe, gemäß Bild 10 einen laufenden Produktstrom periodisch über eine gewisse Zeit durch ein synchron bewegtes Werkzeug zu bearbeiten. Dies könnte z.B. eine Teilung des Produktstroms durch ein geführtes Trenn-



werkzeug sein. Nach Abschluss der Bearbeitung wird der Werkzeugträger gebremst, zurück gefahren und wieder auf Produktgeschwindigkeit beschleunigt, um den nächsten Bearbeitungsvorgang zu beginnen. Die Periodendauer  $T_P$  als Summe aus der Synchronzeit  $T_S$  für die eigentliche Bearbeitung und der Rücklaufzeit  $T_R$  für das Bremsen, Zurückfahren und wieder Beschleunigen bestimmt dann gemäß  $a = v_P (T_S + T_R)$  mit der Produktgeschwindigkeit  $v_P$  die Abschnittlänge  $a$  zwischen den Bearbeitungsstellen am Produktstrom.

Für die Führung und den Antrieb des Werkzeugträgers wird in solchen Fällen häufig ein Koppelgetriebe eingesetzt, z.B. eine Schubkurbel oder – wie in Bild 10 – ein Parallelkurbelgetriebe, das über eine Koppelstange von einer umlaufenden Kurbel angetrieben wird. Der geforderte Synchronlauf mit  $s^* = v_P$  in einer gegebenen Synchronzeit  $T_S$  und die Einhaltung einer geforderten Rücklaufzeit  $T_R$  sind dann durch eine entsprechende Steuerung der Kurbeldrehung sicherzustellen.

Bild 10:  
Konstruktiver Aufbau  
des Versuchsgetriebes VG

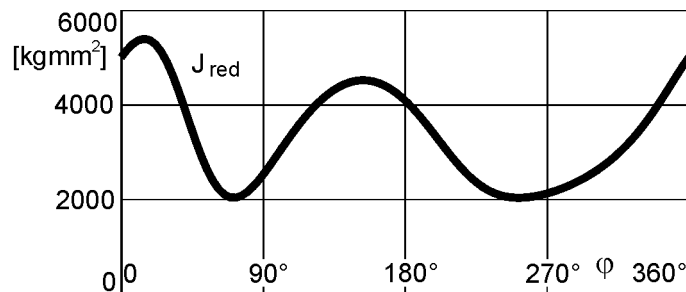


Gegenüber einem Direktantrieb des Werkzeugträgers auf einer Schiebeführung weist eine solche Ausführung gewisse Vorteile auf:

- Einfache Parallelführung des Werkzeugträgers mit Drehgelenken
- Einfacher Ausgleich von Massenkräften durch gegenläufige Ausgleichsmassen
- Einfache Wandlung der umlaufenden Antriebsdrehbewegung  $\varphi$  in die schwingende waagrechte Bewegungskomponente  $s$  am Abtrieb
- Mechanische Begrenzung des Hubweges des Werkzeugträgers durch die Umkehrlagen des Koppelgetriebes bei eventueller Fehlfunktion der Antriebssteuerung

Am IfG wurde ein entsprechendes Versuchsgetriebe mit einem Gesamthub des Werkzeugträgers zwischen seinen Umkehrlagen in horizontaler Richtung von  $s_H = 100 \text{ mm}$  gebaut und in Betrieb genommen. Aufgrund der vorliegenden Ausgleichsmassen und der vorgesehenen relativ hohen Taktzahlen ist der Einfluss der Erdschwere vernachlässigbar und auch der Einfluss der Gelenkreibung ist im gebauten Modell so gering, dass – typisch für schnelle Verarbeitungsmaschinen – von einer reinen Massenbelastung ausgegangen werden kann. Hinsichtlich der auftretenden Belastung des Antriebs wird das Getriebe damit gemäß Bild 11 vollständig durch den hier rechnerisch ermittelten Verlauf seines reduzierten Massenträgheitsmomentes  $J_{red}(\varphi)$  bezogen auf den Drehwinkel  $\varphi$  der Antriebswelle beschrieben. In diesem Verlauf ist auch bereits das Massenträgheitsmoment des Servo-Motors enthalten, der im Versuchsgetriebe ohne Vorschaltgetriebe direkt die Kurbel antreibt. Für die Zählung des Kurbelwinkels  $\varphi$  ist hier und in allen folgenden Bildern als  $\varphi = 0^\circ$  die in Bild 10 gezeigte Mittelstellung des Werkzeugträgers zwischen dessen Umkehrlagen zugrunde gelegt. Die Minimalwerte des  $J_{red}$ -Verlaufs treten mit ca.  $2000 \text{ kgmm}^2$  nahezu exakt in den Umkehrlagen des Werkzeugträgers auf und die Maximalwerte, die etwa das 2.7-fache bzw 2.2-fache der Minimalwerte erreichen, ergeben sich ungefähr in denjenigen Antriebsstellungen, in denen für Hin- und Rücklauf jeweils die größte Übersetzung zwischen der Kurbeldrehung und der Werkzeugbewegung vorliegt.

Bild 11:  
Reduziertes Massenträgheitsmoment  
des Versuchsgetriebes VG



## 1.2 Antriebssystem und Reglereinstellung

Als Antrieb wird das Motion-Control-System PacDrive M des Anbieters ELAU AG verwendet, das im Wesentlichen aus folgenden Komponenten besteht:

- Übergeordnete Steuerung PacController Max-4
- MotorController MC-4
- Synchron-AC-Servomotor SM 100 40 050

Der Motor und dessen Leistungsversorgung sind großzügig dimensioniert, so dass im Rahmen der vorgesehenen Betriebsvarianten eine Auslastung des Motors nicht auftritt und deshalb hier auf eine optimierende Anpassung durch ein spezifisch gewähltes Vorschaltgetriebe verzichtet werden konnte.

Zur Erzielung optimalen Betriebsverhaltens von MC-Systemen ist im Grunde immer eine individuelle Anpassung verschiedener Reglerparameter notwendig, die das System dem Anwender dafür zur Verfügung stellt. Er muss damit einen ausgewogenen Kompromiss finden zwischen einerseits hoher Regelgüte – also geringem Lagefehler und geringen regelungstechnisch bedingten Drehmomentüberhöhungen – und andererseits „robustem“ Betriebsverhalten, also z.B. der sicheren Vermeidung von hochfrequenten Resonanzen im mechanischen System, deren beginnendes Auftreten der Anwender z.B. durch unangenehme Geräuschentwicklung wahrnimmt. Da es nicht ganz einfach ist, die verschiedenen Reglerparameter diesbezüglich günstig aufeinander abzustimmen, bieten viele Systeme empirisch erprobte Grundabstimmungen an. Eine Anpassung an den jeweiligen Einsatzfall erfolgt dann oft nur über die Eingabe eines einzigen Zahlenwertes für das von der Motorwelle angetriebene Massenträgheitsmoment, auf dessen Grundlage das System intern selber eine geeignete Anpassung der Reglerparameter vornimmt. Gibt man einen geringeren Wert als angebliches Last-Massenträgheitsmoment ein, so erhält man einen eher zu „weich“, das heißt unnötig ungenau arbeitenden Regler, und im gegenteiligen Fall ergibt sich zwar ein genauer, aber eventuell schon resonanzgefährdet arbeitender Regler.

Bei den am IfG durchgeführten Versuchen hat sich gezeigt, dass man beim Antrieb von Koppelgetrieben mit einem ggf. erheblich veränderlichen reduzierten Massenträgheitsmoment den Regler eher etwas weicher, also z.B. auf das Minimum des  $J_{red}$ -Verlaufs einstellen sollte. Man erhält damit nicht unbedingt die größtmögliche Reglergenauigkeit, aber vermeidet dafür eventuell unangenehmes Betriebsverhalten in Getriebestellungen mit hohen Werten von  $J_{red}$ . Alle im Folgenden dokumentierten Versuchsergebnisse wurden deshalb gleich bleibend mit der Regler-Standard-Einstellung des eingesetzten Systems für ein fiktives konstantes Last-Massenträgheitsmoment von  $J_{Last} = 2000 \text{ kgmm}^2$  durchgeführt. Dass die gezeigten Regleregnergebnisse somit nicht unbedingt die bestmöglichen sind, ist ohne größere Bedeutung für den hier im Vordergrund stehenden Vergleich verschiedener Betriebsvarianten.

Des Weiteren bieten verschiedene MC-Systeme – und so auch das hier eingesetzte – zur Verbesserung des Regelverhaltens die Möglichkeit, auf das Ausgangssignal des Lagereglers an den nachfolgenden Stromregler im Sinne einer so genannten „Vorsteuerung“ ein beschleunigungsproportionales Signal aufzuschalten, das dem beschleunigungspropor-

tionalen Lastmoment eines beschleunigt bewegten, konstanten Last-Massenträgheitsmomentes entspricht. Nach den am IfG gesammelten Erfahrungen erzeugt eine solche „einfache Drehmoment-Vorsteuerung“ bei stark veränderlichem reduziertem Massenträgheitsmoment – z.B. mit einem mittleren Eingabewert für das tatsächlich veränderliche Massenträgheitsmoment – eher größere Fehler als ein vollständiges Abschalten dieser Vorsteuerung. Eine Verbesserung durch eine Drehmoment-Vorsteuerung erhält man bei Koppelgetrieben nur dann, wenn man sie gemäß Abschnitt 4.3 „wirklich richtig“ macht. Die im folgenden Abschnitt 4.2 dokumentierten Ergebnisse wurden deshalb zunächst mit völlig abgeschalteter Drehmoment-Vorsteuerung ermittelt.

## 4.2 Generierung von Bewegungsvorgaben und Versuchsergebnisse

### 4.2.1 Synchron-Phase

In der betrachteten Bewegungsaufgabe soll der Bezugspunkt  $W$  des Werkzeugträgers über einen so genannten Synchronweg  $s_s$ , der mittig in den Gesamthub  $s_H$  des Punktes  $W$  eingebettet sein möge, synchron mit der Geschwindigkeit  $v_P$  des Produktstroms mit konstanter horizontaler Geschwindigkeitskomponente  $s^* = konst.$  bewegt werden. Eine grafische Darstellung dieser Bewegungsvorgabe mit den angegebenen, exemplarisch gewählten Zahlenwerten zeigt Bild 12b.

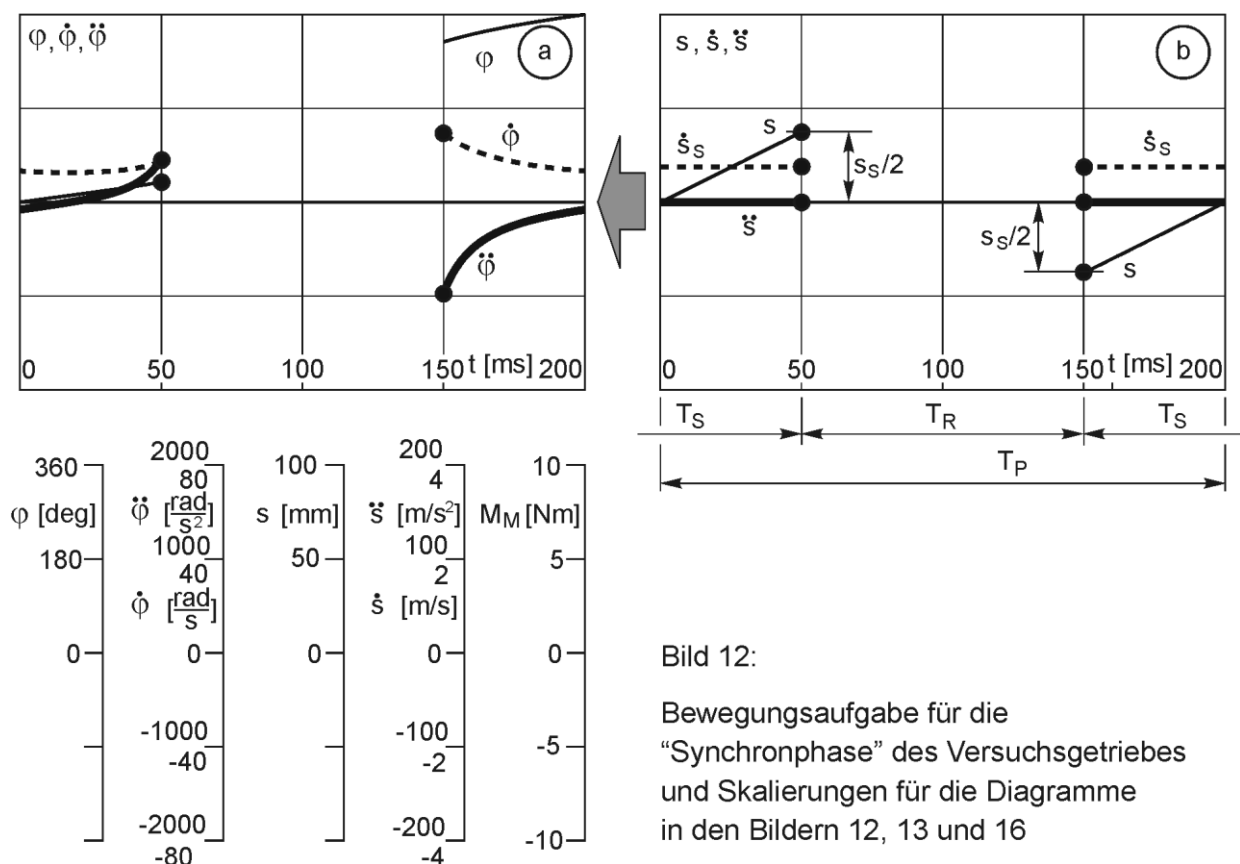


Bild 12:  
Bewegungsaufgabe für die  
"Synchronphase" des Versuchsgetriebes  
und Skalierungen für die Diagramme  
in den Bildern 12, 13 und 16

Für den Zeitpunkt  $t = 0$  wurde dabei übereinstimmend mit der Kurbelstellung  $\varphi = 0^\circ$  die Stellung des Punktes  $W$  exakt in der Mitte zwischen seinen Umkehrlagen gewählt. Mit diesen Bewegungsvorgaben für den Abtrieb ist auch der dafür nötige Antriebsverlauf eindeutig bestimmt und kann mit Hilfe einer inversen kinematischen Analyse des Getriebes problemlos gemäß Bild 12a berechnet werden

Die Freiheit und Aufgabe des gestaltenden Bewegungs-Designs besteht damit darin, den fehlenden Rücklaufabschnitt zwischen dem Ende der vorhergehenden und dem Anfang der nachfolgenden Synchronphase festzulegen.

#### 4.2.2 Bewegungs-Design mit „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“

Gemäß den allgemeinen Aussagen im Abschnitt 3.5 besteht der einfachste Ansatz dafür darin, den bereits ermittelten Abschnitt der umlaufenden Kurbeldrehung stoß- und ruckfrei durch einen einzigen Polynomabschnitt 5. Grades zu ergänzen. Bild 13a zeigt die entsprechende Gesamtbewegung der Kurbel, Bild 13b die sich damit ergebende Bewegung des Werkzeugträgers und Bild 13c das erforderliche Antriebsdrehmoment. Wiederum fällt als typisches Phänomen des Antriebs von Koppelgetrieben auf, dass auch „glatte“ Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe durchaus stark schwankende Antriebsdrehmomente mit lokal hohen Spitzenwerten benötigen können.

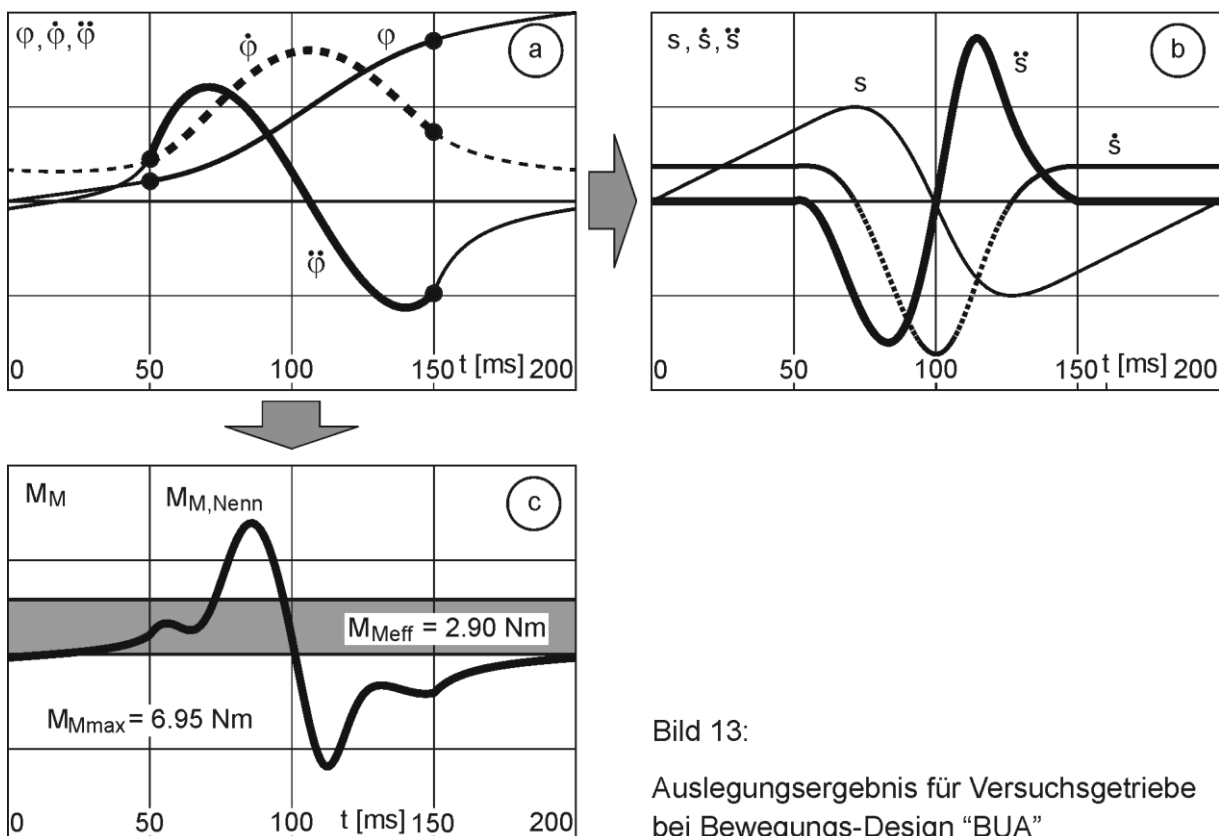


Bild 13:  
Auslegungsergebnis für Versuchsgetriebe  
bei Bewegungs-Design "BUA"

Mit der vorne kommentierten Reglereinstellung zeigt das Versuchssystem das in Bild 14a und Bild 14b dargestellte Betriebsverhalten. Der Drehwinkelfehler der Kurbel und der entsprechende Wegfehler des Werkzeugträgers in Bild 14b erreichen Maximalwerte von  $2.7^\circ$  bzw.  $1.5\text{ mm}$  relativ zu ihrer in Bild 12a bzw. 12b dargestellten Soll-Bewegung. Allerdings treten diese Extremwerte während der Rücklaufphase auf, in der eine exakte Einhaltung des hier frei gestalteten Bewegungsablaufes für die Erfüllung der eigentlichen Bewegungsaufgabe – nämlich der Synchronbewegung – gar nicht unbedingt notwendig ist. Aber auch in der Synchronphase könnte für manche Anwendungen der Wegfehler des Werkzeugträgers mit einem Maximalwert von ca.  $0.5\text{ mm}$  zum Zeitpunkt  $t = 150\text{ ms}$  beim Eintritt in die nachfolgende Synchronphase durchaus unzulässig sein.

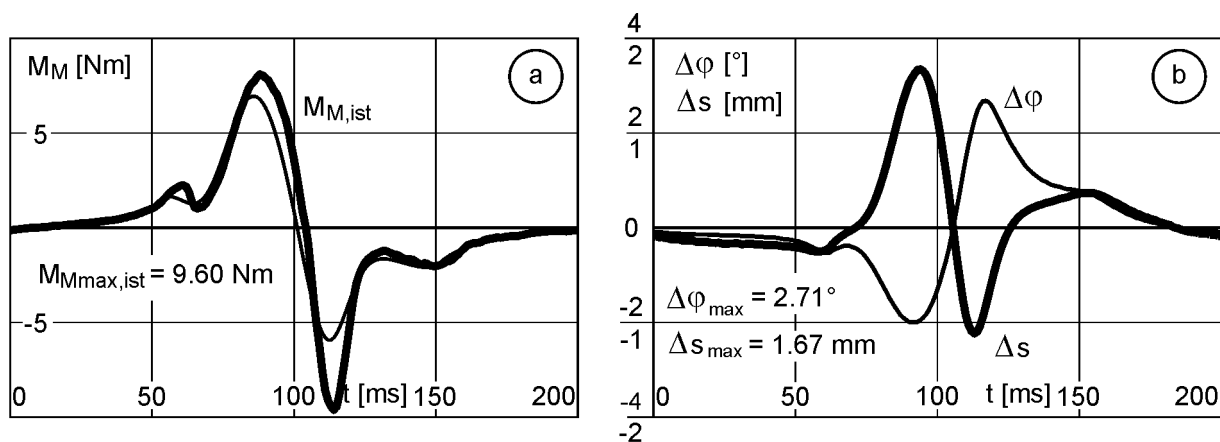


Bild 14: Messergebnis für das Betriebsverhalten bei Bewegungs-Design "BUA"

Bedeutsam ist auch der in Bild 14a im Vergleich zum rechnerischen Nenn-Antriebsmoment gezeigte, gemessene Verlauf des tatsächlich auftretenden Ist-Antriebsmomentes. Das erkennbare erhebliche Überschwingen von z.B. über 50% des Nennwertes im Bereich des negativen Extremwertes auf fast  $10\text{ Nm}$  anstelle der dort berechneten ca.  $6\text{ Nm}$  ist hier nicht etwa auf Berechnungsfehler oder falsche Daten des Rechenmodells zurückzuführen, sondern tatsächlich einzig und allein eine Auswirkung des regelungstechnischen Betriebsverhaltens. Solche erheblichen Mehrbelastungen durch das Regelungsverhalten müssen unbedingt bei der Auslegung eines Antriebssystems berücksichtigt und möglichst minimiert werden, weil sie unter Umständen schwerwiegender sein können, als mehr oder weniger große Lagefehler.

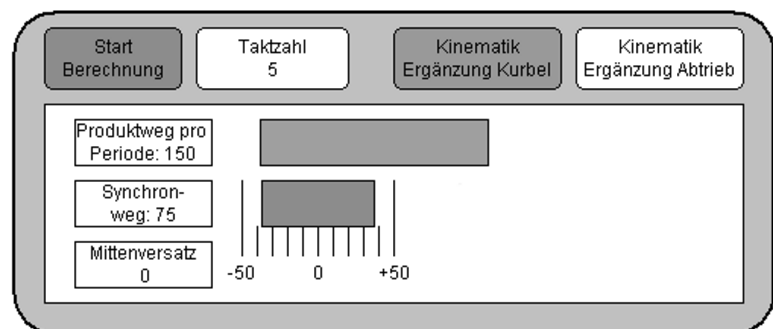
Dem hier wieder erkennbaren Nachteil eventuell hoher Drehmomentspitzen des Bewegungsablaufs, der auf dem Ansatz „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“ beruht, steht dessen einfache Generierbarkeit ohne weitere Benutzereingaben gegenüber, die

dadurch auch direkt in der Steuerung des MC-Systems durchgeführt werden kann. Exemplarisch für einen praktischen Einsatz könnte man z.B. fordern, dass alle Kennwerte der Synchronbewegung sowie die Taktrate der Maschine jederzeit beliebig geändert und während des Maschinenlaufes „online“ umgesetzt werden sollen. Solche Änderungen könnten z.B. durch beliebige Eingaben eines Maschinenbedieners oder aber auch gesteuert durch Mess-Signale ausgelöst werden.

Als Beleg für die heutige Durchführbarkeit einer solchen „online-Bewegungsgenerierung“ auch für nichtlinear übersetzende Koppelgetriebe zeigt Bild 15 ein Bedienfenster einer am IfG entwickelten Anwender-Applikation für die vorliegende Aufgabe [8]. Auf der Steuerung des Systems läuft dabei ein eingebundener Prozess, der bei jeder Veränderung der Soll-Werte zunächst die erforderliche inverse kinematische Analyse für die neuen Bewegungsvorgaben durchführt – übrigens flexibel anpassbar an unterschiedliche Getriebestrukturen – und anschließend die stoß- und ruckfreie Bewegungsergänzung sowie eine Übergangsbewegung zwischen dem bisherigen und dem zukünftigen periodischen Ablauf generiert. Dabei können alle Bewegungsparameter – in gewissen Grenzen – mit anschaulicher grafischer Anzeige beliebig vorgewählt und „auf Knopfdruck“ im laufenden Betrieb mit einem „Übergangstakt“ von einem zum übernächsten Bewegungs-Takt realisiert werden. Sogar eine Vorabanzeige des erforderlichen Drehmomentverlaufs oder dessen Überprüfung auf zulässige Extremwerte wären hier denkbar.

Bild 15:

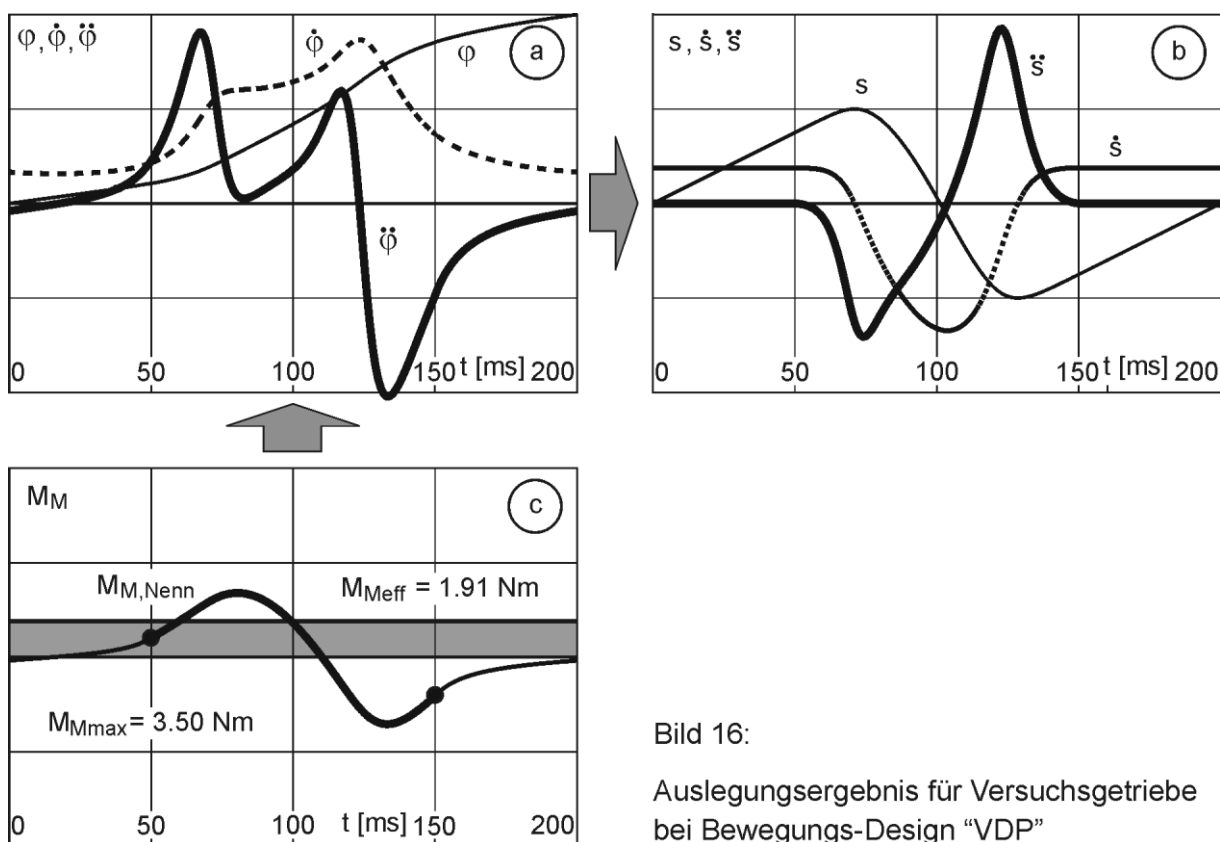
Eingabefenster für  
Online-Bewegungs-Design  
mit Ansatz „BUA“  
auf der Steuerung des  
Motion-Control-Systems



#### 4.2.3 Bewegungs-Design mit „Vorgabe eines Drehmomentprofils“

Aufwändiger in der rechnerischen Verarbeitung, und deshalb – zumindest derzeit noch – nur extern mit entsprechend leistungsfähiger Software und von einem fachkundigen Bearbeiter durchführbar, ist auch bei der hier betrachteten Aufgabe eine Generierung der umlaufenden Antriebsbewegung mit dem Ansatz „Vorgabe und Anpassung eines geeigneten Drehmomentprofils“.

Die hier allgemeineren Randbedingungen verlangen nun auch einen allgemeineren Ansatz für das Drehmomentprofil als in Abschnitt 3.5.3 gezeigt. Auf entsprechende Möglichkeiten wird in [4] und [10] näher eingegangen. Die in Bild 16 exemplarisch gezeigte Lösung für die hier betrachtete Aufgabe beruht auf dem vom Autor entwickelten, so genannten „Momentenpolynom“. Dabei wird für den Drehmomentverlauf ein Polynom 4. Grades über dem Drehwinkel  $\varphi$  des Antriebs zugrunde gelegt. Für beliebige Randbedingungen kann man damit stoß- und ruckfrei anschließende Übergänge mit gleichem positiven und negativen Extremwert und in der Regel sehr glatter und stetigem Verlauf erzielen. Im vorliegenden Beispiel wird der Drehmomentverlauf im Vergleich zur Alternative in Bild 13 nicht nur glatter, sondern reduziert sich auch im Extremwert auf etwa die Hälfte.



Der Verlauf des gemessenen Ist-Drehmomentes in Bild 17a sowie die Lagefehlermessung in Bild 17b zeigen die insgesamt positive Wirkung dieser, bezüglich der dynamischen Belastung des Antriebs optimierten Bewegungsvariante. Das bereits im Nennwert deutlich kleinere Spitzendrehmoment wird – insbesondere wegen seines glatten Verlaufs – auch regelungstechnisch deutlich weniger überhöht. Mit maximal ca.  $4 \text{ Nm}$  beträgt das tatsächliche Spitzendrehmoment am Motor nur ca. 40% gegenüber der vorher betrachteten Bewegungsvariante. Entsprechend sind im Ganzen auch die Lagefehler deutlich geringer.



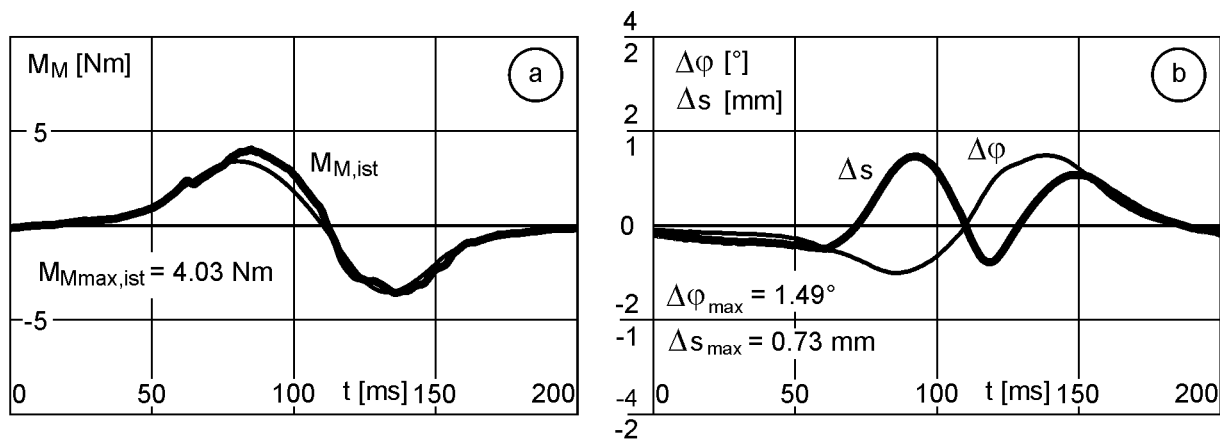


Bild 17: Messergebnis für das Betriebsverhalten bei Bewegungs-Design "VDP"

### 4.3 Regleroptimierung mit „Dynamischer Vorsteuerung“

Das Grundproblem jedes Antriebsreglers besteht darin, dass er den Fehler, den er klein halten oder gar eliminieren soll, eigentlich braucht, um überhaupt aktiv zu werden. Das heißt, dass bei einfachen Antriebsreglern ohne so genannte Vorsteuermaßnahmen messbare Bewegungsfehler geradezu zwingend dafür notwendig sind, dass der Bewegungsregler dem nachgeschalteten Stromregler überhaupt ein Signal zur Erzeugung eines Motorstromes und damit eines Antriebsdrehmomentes gibt.

Diesem Dilemma wird sehr wirksam entgangen, wenn der Stromregler direkt von der übergeordneten Steuerung ein Signal für das Drehmoment bekommt, das zur Erzeugung der gewünschten Bewegung zu jedem Zeitpunkt gerade benötigt wird. Wenn dieses völlig korrekt geschähe, würden rein theoretisch Bewegungsfehler gar nicht erst auftreten und der Bewegungsregler bliebe „arbeitslos“. Natürlich ist das praktisch nicht erreichbar, aber es ist wohl vorstellbar, dass ein Bewegungsregler so erheblich entlastet werden und die nötigen kleineren Drehmomentkorrekturen bereits bei deutlich geringeren überlagerten Bewegungsfehlern aufbringen kann, als es ohne eine solche „Drehmoment-Vorsteuerung“ möglich ist.

Deshalb werden zumindest bei leistungsfähigeren MC-Systemen unter Umständen sogar verschiedene Möglichkeiten der Drehmoment-Vorsteuerung angeboten für typische Lastfälle, von denen das beschleunigungsproportionale Last-Drehmoment eines konstanten Last-Massenträgheitsmomentes natürlich die gängigste ist. Wie vorne bereits angedeutet, reicht diese Art von Drehmoment-Vorsteuerung für das etwas komplexere Verhalten eines angetriebenen Koppelgetriebes mit veränderlichem  $J_{red}$ -Verlauf aber nicht nur nicht aus, sondern stiftet erfahrungsgemäß mehr Schaden als Nutzen.

Auch die zumindest gelegentlich angebotene Möglichkeit, einen – für einen bestimmten Bewegungsablauf benötigten und vorab extern berechneten – Drehmomentverlauf in Form einer Tabelle in der Steuerung abzulegen und hieraus im laufenden Betrieb einen Vorsteuerwert auszulesen, kann nicht befriedigen. Erstens kann gemäß Abschnitt 4.2.1 eine flexible Variation eines Bewegungsablaufes mit frei variierbaren Eingabedaten verlangt sein, und zweitens werden MC-Systeme in der Regel im „Master-Slave-Betrieb“ als so genannte „Elektronische Kurvenscheibe“ betrieben. Das bedeutet, dass eine Bewegungsvorgabe nicht über der Zeit  $t$  erfolgt, sondern bezogen auf irgendein Master-Signal definiert ist, das z.B. als von anderer Seite frei variierbare Größe oder als Messwert an einem fremdgesteuerten System bereit gestellt wird. Das heißt aber, dass die Soll-Werte  $\varphi$ ,  $\varphi^*$  und  $\varphi^{**}$  der zu erzeugenden Bewegung gar nicht vorab feststehen, sondern erst in der Steuerung des MC-Systems laufend generiert und ständig „frisch“ dem eigentlichen Bewegungsregler vorgegeben werden.

Entsprechend muss auch ein „richtiger“ Vorsteuerwert für das Antriebsdrehmoment laufend „frisch“ berechnet werden. Bei einem Koppelgetriebe mit dem getriebetechnischen Laufgrad  $F = 1$ , also mit nur einem Antrieb, bietet sich dazu wieder die Differenzialgleichung der starrgliedrigen Maschine an, allerdings in etwas modifizierter Schreibweise. Danach gilt:

$$M_{an} = J_{red}(\varphi) * \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \dot{J}_{red}(\varphi) * \dot{\varphi}$$

Die Soll-Werte für  $\varphi$ ,  $\varphi^*$  und  $\varphi^{**}$  liegen in der Steuerung des MC-Systems ohnehin vor und es wird nur noch eine vorab berechenbare Tabelle für den Verlauf von  $J_{red}(\varphi)$  des anzutreibenden Getriebes benötigt.

Leistungsfähige MC-Systeme sollten die Möglichkeit bieten, als Anwender-Applikation eine solche  $J_{red}$ -Tabelle zu speichern, für laufende  $\varphi$ -Werte den jeweils entsprechenden  $J_{red}$ -Wert darin zu interpolieren, numerisch dessen zeitliches Differenzial zu bilden und diese Werte mit den aktuellen Soll-Werten für  $\varphi^*$  und  $\varphi^{**}$  zu einem jederzeit korrekten Vorgabewert für das aktuell benötigte Antriebsdrehmoment zu verrechnen.

Dieses Prinzip wurde unter der Bezeichnung „Dynamische Drehmoment-Vorsteuerung“ am IfG entwickelt und bereits an verschiedenen MC-Systemen verschiedener Anbieter erfolgreich umgesetzt. Die Bilder 18 und 19 zeigen entsprechende Ergebnisse auch für das hier eingesetzte System PacDrive der ELAU AG.

Für die beiden Bewegungsvarianten, deren Betriebsverhalten ohne Vorsteuerung in den Bildern 14 und 17 dargestellt ist, zeigen mit Einsatz der dynamischen Drehmoment-Vorsteue

rung die Bilder 18a und 19a das Nenn-Antriebsdrehmoment und das tatsächlich auftretende Ist-Antriebsdrehmoment, während die Bilder 18b und 19b die nun auftretenden Bewegungsfehler darstellen. Man erkennt, dass die regelungsbedingten Überhöhungen des Antriebsdrehmomentes und die auftretenden Bewegungsfehler nun drastisch reduziert sind. (Man beachte hier – im Vergleich mit den Bildern 14 und 17 – die 5-fach vergrößerte Darstellung der Bewegungsfehler!). Dass die Regelungsfehler nicht noch kleiner oder gar Null sind, liegt daran, dass die verschiedenen Bearbeitungsschritte für die Berechnung des Vorsteuerwertes nur im vorgegebenen Arbeitstakt der Steuerung durchlaufen werden können. Dadurch liegt zu jedem Zeitpunkt  $t$  nicht ganz exakt der richtige Vorsteuerwert vor. Zur Zeit werden am IfG verschiedene Ansätze geprüft, die eine noch schnellere Bereitstellung eines jederzeit korrekten Vorsteuerwertes und damit eine noch weitere Reduzierung der regelungsbedingten Drehmomentüberhöhungen sowie der verbleibenden Bewegungsfehler bewirken könnten.

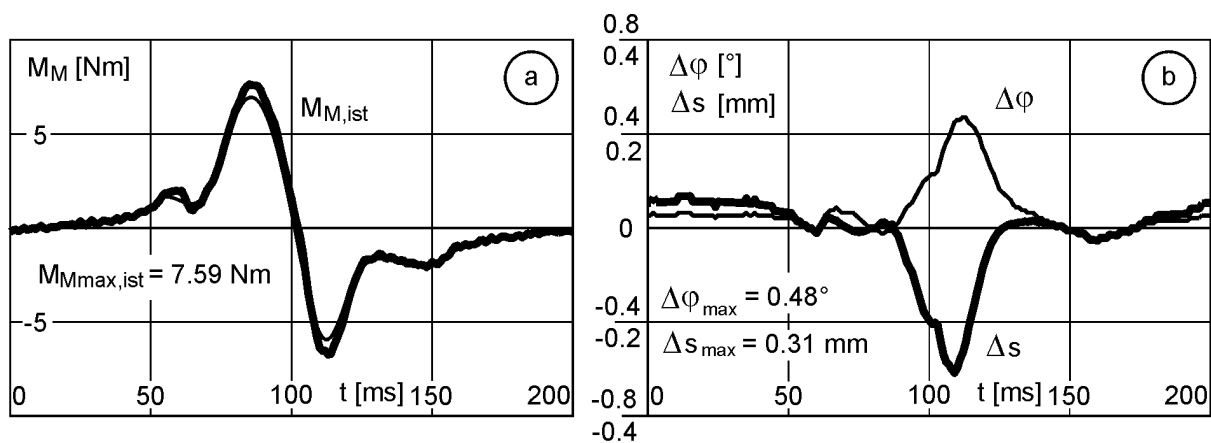


Bild 18: Messergebnis für das Betriebsverhalten bei Bewegungs-Design "BUA" mit "Dynamischer Drehmoment-Vorsteuerung"

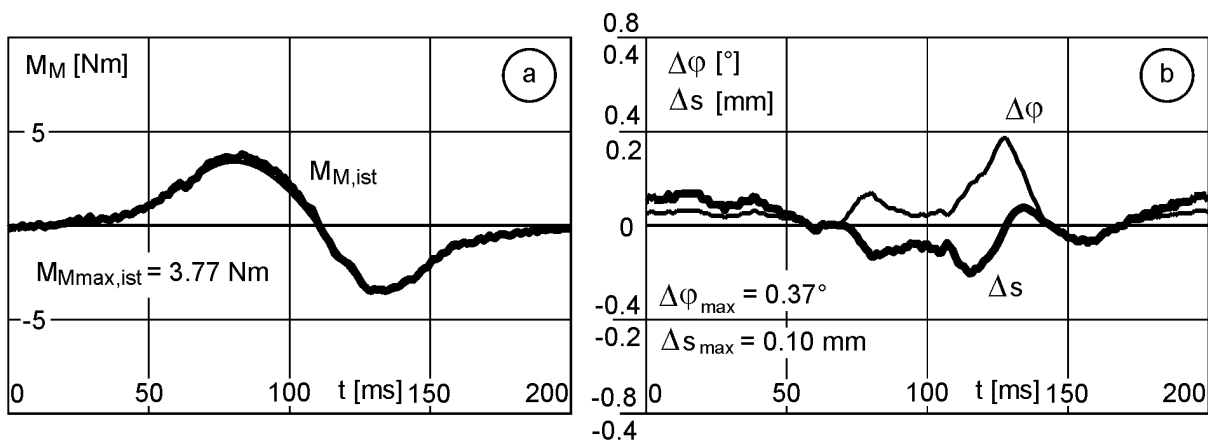


Bild 19: Messergebnis für das Betriebsverhalten bei Bewegungs-Design "VDP" mit "Dynamischer Drehmoment-Vorsteuerung"

Nach den am IfG gesammelten Erfahrungen ist der Einsatz der dynamischen Drehmomentvorsteuerung außerordentlich effektiv für die Verbesserung der Regelungsqualität von Servo-Antrieben an Koppelgetrieben. Bei Annäherung an Leistungsgrenzen ist sie sicher sogar ein notwendiges Mittel für die erfolgreiche praktische Nutzung der Optimierungspotenziale, die der Einsatz von Koppelgetrieben als Übertragungselement zwischen Servo-Antrieb und Arbeitsorgan in schnellen Verarbeitungsmaschinen bieten kann.

Es wurde gezeigt, dass mit dem Ansatz „Vorgabe von Drehmoment-Profilen“ Bewegungsvorgaben generiert werden können, die bezüglich der Belastung des Antriebs besonders günstig sind. Der dafür erforderliche Aufwand erlaubt derzeit jedoch noch nicht deren automatisierte Generierung in der Steuerung eines MC-Systems. Dagegen ist der Ansatz „Bewegungsergänzung am umlaufenden Antrieb“ zumindest bei einfachen Bewegungsaufgaben sehr flexibel und auch voll automatisiert in heute üblichen MC-Steuerungen umsetzbar. Allerdings ergeben sich dabei oft Bewegungsvorgaben, die nicht unbedingt optimal sind bezüglich der Antriebsbelastung und Regelungsqualität. Dieser Mangel kann aber durch eine wirksame dynamische Vorsteuerung weitgehend kompensiert werden, indem diese nicht ausgeregelte Bewegungsfehler und zumindest die regelungstechnisch bedingten Überhöhungen des rechnerischen Nenn- Antriebsdrehmomentes drastisch reduziert.

## Literatur

- [1] Eidam, J.: *Beurteilung und Simulation des Betriebsverhaltens von lagegeregelten elektrischen Direktantrieben als „Elektronische Kurvenscheibe“*.  
Dissertation Universität Hannover.  
Fortschritt-Berichte Reihe 1 Nr. 279. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997.
- [2] Braune, R., Wyrwa, K.: *Elektronische Kurvenscheiben als Antrieb von Koppelgetrieben – Betriebsverhalten, Simulation, Einsatzplanung*.  
In: VDI-Berichte 1423, S. 107-129. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998.
- [3] VDI 2149 – Blatt 1:  
*Getriebedynamik – Starrkörper- Mechanismen*.  
Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1998.
- [4] Braune, R.: *Bewegungs-Design – Eine Kernkompetenz des Getriebetechnikers*.  
In: VDI-Berichte 1567, S. 1-23. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000.

- [5] Blümel, R.: *Entwurf dezentraler elektromechanischer Antriebe für Verarbeitungsmaschinen*.  
Dissertation Universität Dresden, 2000.
- [6] Grzonka, H.: *Entwicklung von Servoantriebssystemen in Verarbeitungsmaschinen – Methoden zur Strukturauswahl und Dimensionierung*.  
Dissertation Universität Dresden.  
Fortschritt-Berichte Reihe 1 Nr. 359. Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [7] Köster, M., Braune, R., Callesen, M.: *Die Dynamische Momentenvorsteuerung*.  
In: VDI-Berichte 1845, S. 2/3-302. Düsseldorf: VDI-Verlag 2004.
- [8] Köster, M.: *Entwicklung einer Anwender-Applikation für den Einsatz des MC-Systems PacDrive am Institut für Getriebetechnik der Universität Hannover*.  
Internes Projekt, Institut für Getriebetechnik, Universität Hannover, 2005.
- [9] Braune, R.: *Untersuchungen zum Einsatz von Koppelgetrieben mit Servo-Antrieb*.  
Interner Bericht, Institut für Getriebetechnik, Universität Hannover, 2006.
- [10] Callesen, M.: *Motion-Control-Systeme und Koppelgetriebe*.  
Dissertation Universität Hannover, in Vorbereitung.