

Sollwertvorgaben für Servoantriebe mit Koppelmechanismen

Dipl.-Ing. Dipl.-Inform. Rainer Nolte, Nolte NC-Kurventechnik GmbH,
Bielefeld

1. Einleitung

Im Maschinenbau haben sich nunmehr neben den klassischen mechanischen Kurvenscheiben die Servoantriebe zur Realisierung ungleichmäßiger Bewegungsabläufe etabliert.

Um die vom geregelten System tatsächlich erzeugten Weg-Zeit-Verläufe zu optimieren, werden in den Lagereglern Vorsteuerungen implementiert, die dafür sorgen sollen, daß das vom Motor abgegebene Moment immer möglichst genau dem vom nachgeschalteten mechanischen System geforderten Moment entspricht, so daß Schleppfehler gar nicht erst entstehen.

Meistens wird bei der Berechnung der Vorsteuerwerte angenommen, daß der Motorwelle ein konstantes Massenträgheitsmoment zugeordnet sei, als ob der Hub der bewegten Masse linear von der Drehung der Motorwelle abhängig wäre.

Oft werden von einem Servoantrieb aber Koppelmechanismen angesteuert, die mehr oder weniger stark nichtlinear übersetzen (Schubkurbeltriebe, Viergelenkgetriebe etc.), so daß die reine Beschleunigungsvorsteuerung falsch wird.

In der Praxis ist dieses Thema von besonderer Bedeutung /1/, weil häufig Mechanismen mit starker Nichtlinearität zwischen Antrieb und Abtrieb zusammen mit Servomotoren eingesetzt werden, z.B. um

- die Drehbewegung der Motorwelle in eine geradlinige Bewegung zu wandeln
- Pendelbewegungen mit exakt fixierten Umkehrlagen zu erzeugen
- das Geschwindigkeitsprofil beim Durchfahren von Koppelkurven zu kontrollieren
- das Antriebsmoments durch Annäherung an die Eigenbewegung zu verringern
- Kniehebelwirkungen ausnutzen zu können

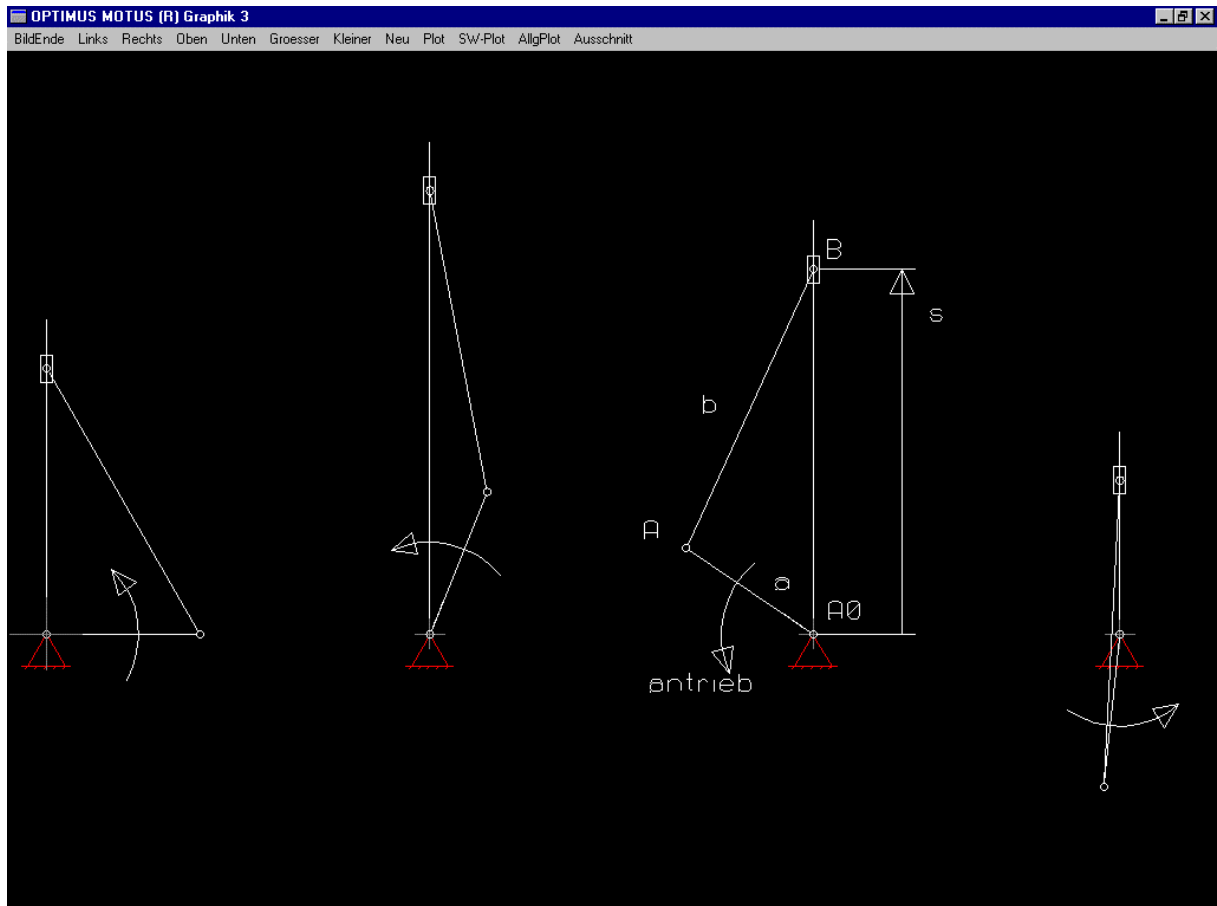
An Hand des verbreiteten zentrischen Schubkurbelgetriebes soll diese Problematik veranschaulicht werden.

2. Funktionsweise des Schubkurbelgetriebes

Bild 1 zeigt verschiedene Momentaufnahmen für den Umlauf einer Schubkurbel. Die Motorwelle treibt im Lagerpunkt A0 die Kurbel a an. Eine Koppelstange b ist auf der einen Seite drehbar im Kurbelendpunkt A, auf der anderen Seite linear verschiebbar im Gestell gelagert (Schubgelenk B). Die Abtriebsfunktion ist der Abstand des Kurbeldrehpunkts A0 vom Koppelendpunkt.

Der mathematische Zusammenhang zwischen dem Antrieb (Kurbeldrehwinkel antrieb, bezogen auf die Horizontale) und dem Abtrieb (Schieberweg s) ist nichtlinear: $s = a \cdot \sin(\text{antrieb}) + \sqrt{b^2 - (a \cdot \cos(\text{antrieb}))^2}$

Bild 1



3. *Aufbau eines kinematischen Modells für die Schubkurbel*

Um die Zusammenhänge zwischen der Kurbeldrehung und dem Schieberweg zu untersuchen, wird ein kinematisches Modell aufgebaut. Im Prinzip ist obenstehende Formel ein solches Modell. Zur allgemeinen Beschreibung auch komplexerer Mechanismen eignet sich die mathematische Herleitung jedoch nicht für die tägliche Praxis, da sie zu unflexibel und zu zeitraubend ist.

Aus diesem Grunde werden spezielle Analysewerkzeuge wie die Mechanismensoftware CAD-OPTIMUS MOTUS ® für die Berechnungen eingesetzt.

Bild 2 zeigt das fertig modellierte Schubkurbelgetriebe. Folgende Schritte sind zur bewegungstechnischen Beschreibung der Schubkurbel notwendig:

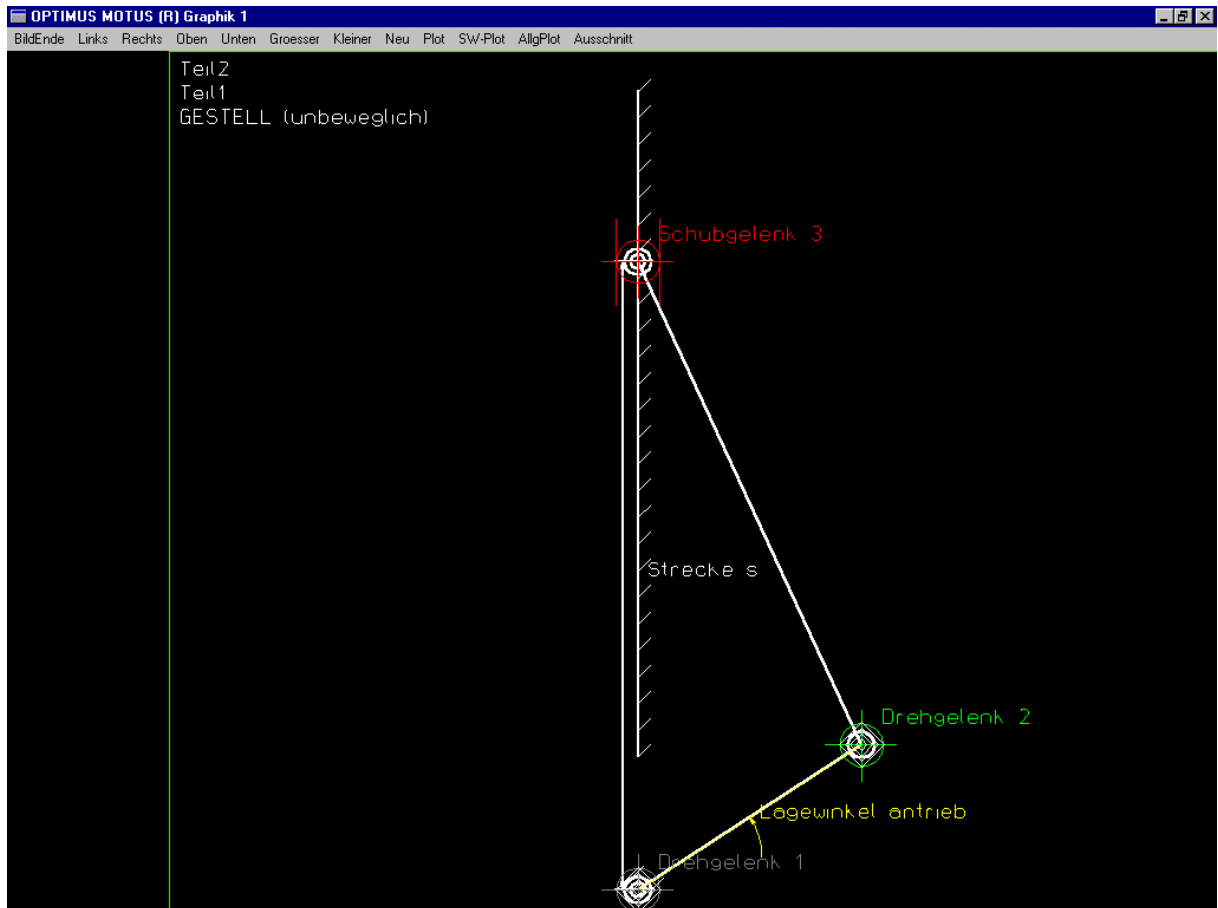


Bild 2

Schritt a: Geometrie des Mechanismus definieren

Wie in einem CAD-System werden Linien, und Kreise zusammengestellt, um eine Mechanismen-Skizze aufzubauen. Für Drehgelenke werden Nullenkreise definiert, für Geradföhrungen gerade Linien.

Die Zeichnungselemente werden nach den bewegten Teilen gruppiert, d.h. alle Elemente, die sich untereinander nicht verschieben oder verdrehen, werden zu einem Teil zusammengefaßt. Die starren Verbindungen von Gelenken innerhalb eines Teils werden durch Linien dargestellt.

Es wird zwischen beweglichen und unbeweglichen (Gestell-) Teilen unterschieden. Bewegliche Teile besitzen in der Ebene drei Freiheitsgrade: Verschiebung in X, Verschiebung in Y und Drehung um Z. Gestellteile besitzen keinen Freiheitsgrad. Die folgende Darstellung beschränkt sich auf ebene Mechanismen.

Die Freiheitsgrade beziehen sich jeweils auf ein teilebezogenes Koordinatensystem, dessen Ursprung und Achsrichtungen innerhalb des Teils beliebig wählbar sind.

Schritt b: Gelenke definieren

Gelenke legen die Kopplungsbedingungen zwischen Teilen fest. Am gebräuchlichsten sind Drehgelenke und Schubgelenke. Drehgelenke legen fest, daß ein fester Punkt auf einem Teil mit einem anderen festen Punkt auf einem anderen Teil immer deckungsgleich sein soll. Schubgelenke beschreiben, daß ein fester Punkt auf einem Teil immer auf einer Geraden innerhalb eines anderen Teils liegen soll. Bei der Schubkurbel gibt es Drehgelenke in A0 und A und ein Schubgelenk in B.

Gelenke schränken den Gesamtfreiheitsgrad eines Mechanismus ein. Drehgelenke stellen aus mathematischer Sicht zwei Gleichungen dar, der Gesamtfreiheitsgrad wird um 2 reduziert. Schubgelenke liefern eine Gleichung und reduzieren den Freiheitsgrad um 1.

Schritt c: Kinematische Größen deklarieren

Um die Bewegungsgrößen (Kurbeldrehwinkel, Schieberhub und evtl. weitere) in Diagrammen und Tabellen darstellen zu können, ist es sinnvoll, ihnen Namen zu geben und sie in die Mechanismenskizze einzutragen. In Bild 2 sind der Kurbeldrehwinkel „antrieb“ und der Schieberweg „s“ deklariert.

Schritt d: Antriebsbewegung festlegen (Bewegungsdiagramm)

Normalerweise ist ein Mechanismus vollständig definiert, wenn der Gesamtfreiheitsgrad 1 erreicht ist. Um zu einem eindeutigen Bewegungsablauf des Gesamtmechanismus in Abhängigkeit von der Zeit t bzw. von einem zyklusbezogenen Taktwinkel ϕ zu kommen, muß für eine der deklarierten kinematischen Größen ein Weg-Zeit- bzw. ein Weg-Taktwinkel-Verlauf vorgegeben werden. Der Taktwinkel ist eine auf den Wertebereich 0 bis 360 Grad normierte Zeitachse.

Es wird hier angenommen, daß die Kurbel sich mit konstanter Geschwindigkeit dreht. Der Kurbeldrehwinkel „antrieb“ über dem Taktwinkel „phi“ ist damit eine lineare Funktion.

4. Kinematische Analyse des Schubkurbeltriebs

Wenn der Schubkurbelmechanismus vollständig definiert ist, berechnet eine entsprechende Analysesoftware den Bewegungsablauf des Gesamtmechanismus mit Lage, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und ggf. weiteren Bewertungsgrößen.

Unter kinematischer Analyse im engeren Sinne wird hier verstanden, daß der Bewegungsablauf an der Kurbel vorgegeben wird, obwohl für die Funktion des Mechanismus in der Regel der Verlauf des Schieberweges in Abhängigkeit von der Zeit relevant ist.

Bild 3

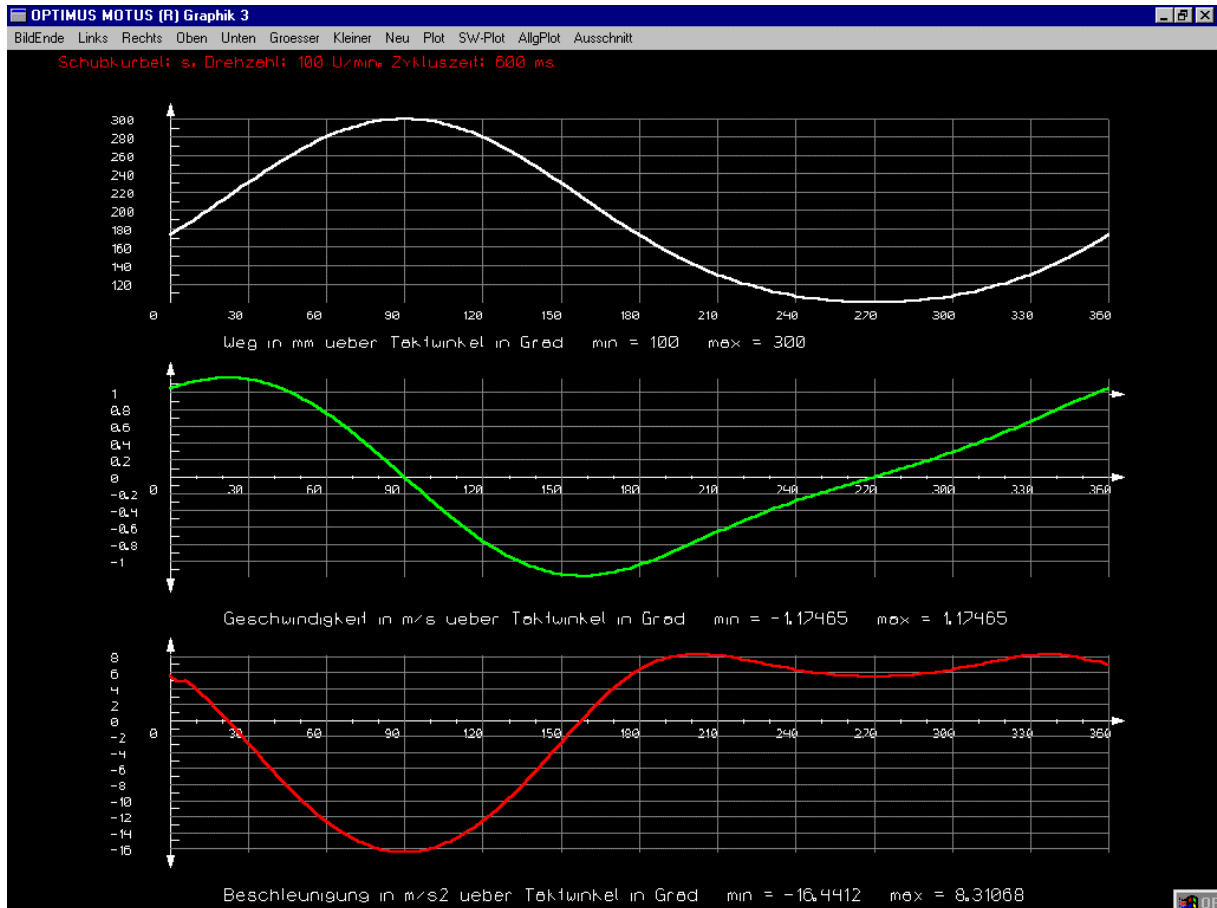


Bild 3 zeigt den Verlauf des Schieberweges über dem laufenden Taktwinkel. Je kleiner das Verhältnis a/b (Kurbellänge zu Koppellänge), desto mehr nähert sich der Verlauf des Schieberweges der reinen Sinusfunktion an. Wenn das Verhältnis a/b eine bestimmte Grenze überschreitet (z.B. 1:2), nimmt die Verzerrung der Abtriebsfunktion hin zu höheren Beschleunigungsspitzen stark zu. Außerdem greift dann die Koppel in die Schieberführung so steil ein, daß es unter ungünstigen Umständen zur Selbsthemmung kommen kann.

5. *Synthese der Antriebsbewegung aus einer geforderten Bewegung am Abtriebsschieber*

Normalerweise will der Anwender den Bewegungsablauf am Schieber vorgeben. Also wird der Weg-Zeit-Verlauf (das Bewegungsdiagramm) nicht an der Kurbel, sondern als Weg am Schieber definiert.

Wenn gefordert wird, daß die Kurbel während einer Bewegungsperiode um 360 Grad umlaufen soll, ergeben sich die Minimal- und Maximalwerte für s aus den kinematischen Abmessungen a und b automatisch: $s_{\min} = b - a$, $s_{\max} = b + a$, $\text{Hub} = 2 \cdot a$. Nur über diese Endlagen kann das Getriebe von rechts nach links oder von

links nach rechts durchschlagen. Der Weg-Zeit-Verlauf für den Schieberweg muß dann periodisch sein, d.h. der Wert für s bei 360 Grad Taktwinkel muß dem bei 0 Grad gleichen.

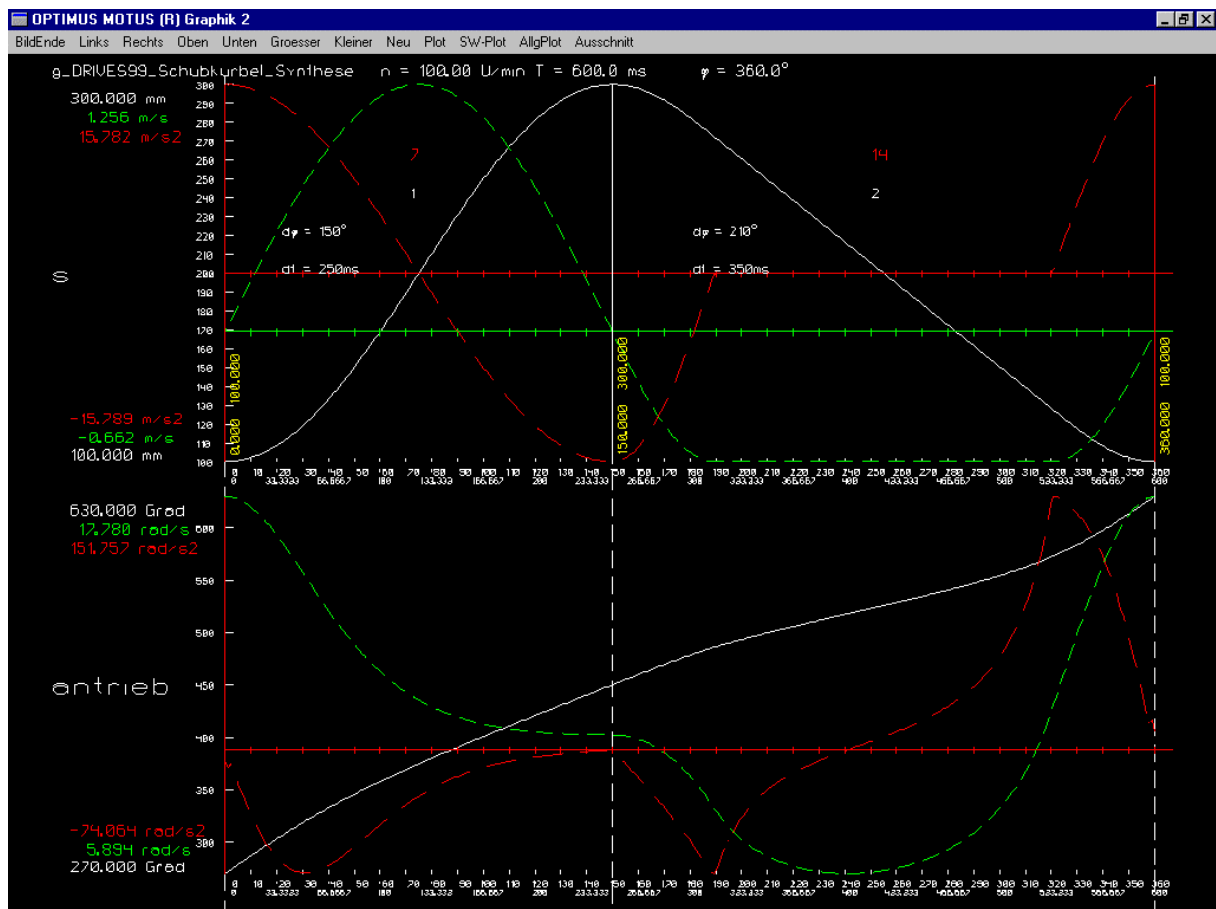


Bild 4

Mit dieser Bewegungsvorgabe am Schieber wird ähnlich wie unter Abschnitt 4 eine kinematische Analyse durchgeführt, die die Bewegungszustände für alle Teile in festgelegten Taktwinkelschritten berechnet.

Bild 4 zeigt zwei Bewegungsverläufe jeweils mit Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung über dem Taktwinkel für den Schieberweg s und den Kurbeldrehwinkel antrieb. Hin- und Rückhub können zeitlich auch anders aufgeteilt werden als 1:1.

6. Ein besonderes Problem: die Endlagen

Die Schubkurbel ist ein einfacher Mechanismus, trotzdem treten bei der numerischen Behandlung der Synthesaufgabe lästige Probleme mit den Getriebestellungen auf, in denen Kurbel und Koppel parallel liegen.

a) die Endlagen sind Verzweigungslagen

Wenn der Schieberweg s vorgegeben wird, existieren immer zwei korrekte Kurbellagen. Beide können durch Spiegelung an der Schubgeraden ineinander überführt werden. Es muß zusätzliche Regeln zur Auswahl der richtigen Lösung geben.

Die Geschwindigkeitsverläufe für alle kinematischen Größen müssen stetig sein, damit keine Stöße entstehen. Die Kurbel kann nicht in voller Fahrt die Laufrichtung wechseln. Wenn die Kurbel mit Geschwindigkeit durch die Schieber-Endlagen fährt, ergibt sich daraus, daß die Kurbel von einer Seite der Schubgeraden auf die andere wechseln muß.

Problematisch ist es, wenn die Kurbel in den Endlagen zum Stillstand kommt (Geschwindigkeit und Beschleunigung sind Null). Dann wären die Geschwindigkeitsverläufe immer stetig, egal, ob die Kurbel weiterläuft oder zurückdreht. Hier helfen nur manuelle Eingriffe in den Berechnungsgang weiter, um die aus Anwendersicht richtige Lösung auszuwählen.

b) aus ruckfreien Verläufen am Schieber werden ruck- oder sogar stoßbehaftete an der Kurbel

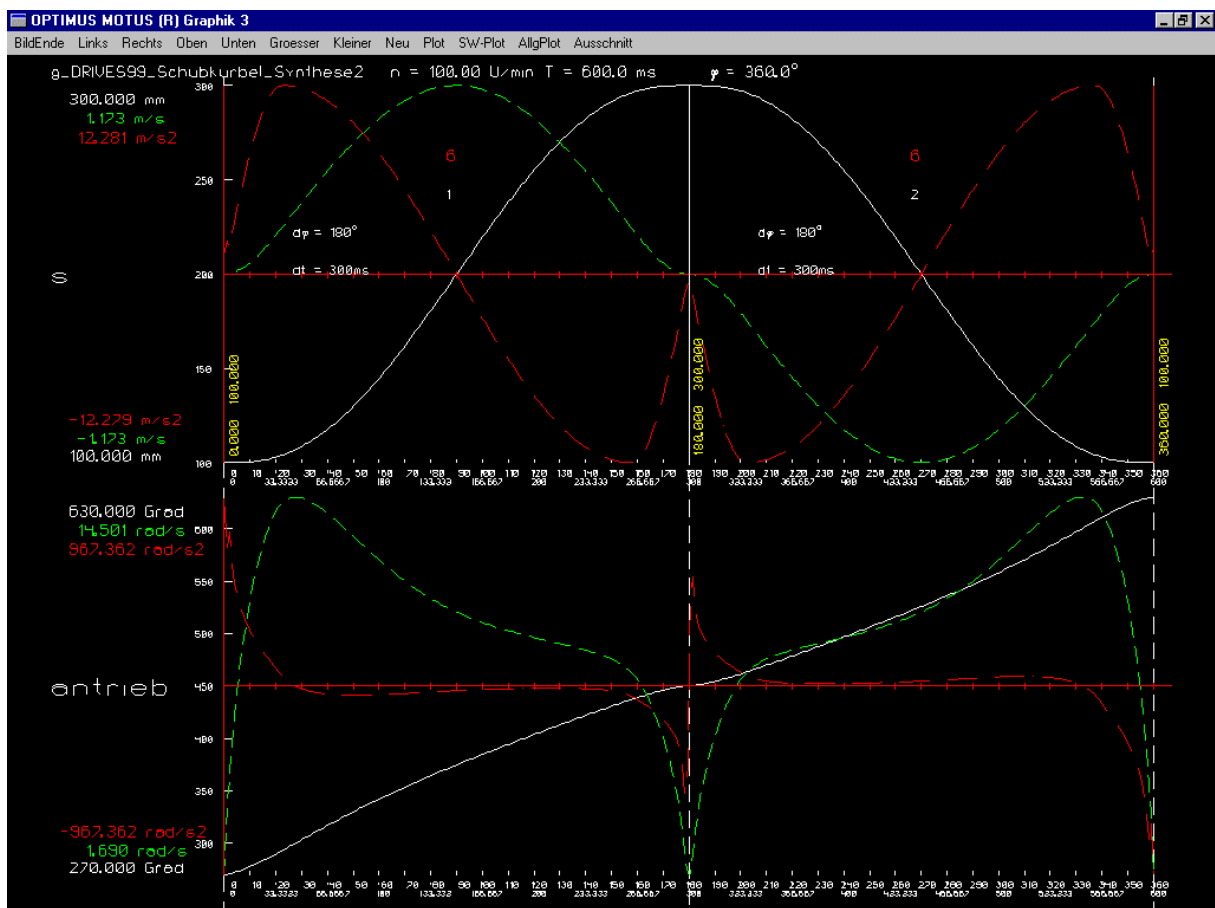


Bild 5

Die Schubkurbel wirkt in den Endlagen wie ein Kniehebelmechanismus. Mit großem Kurbelwinkel und kleinen Antriebsmomenten wird ein kleiner Schieberweg mit hohen Schieberkräften erzielt. Das Verhältnis Schiebergeschwindigkeit/Kurbelgeschwindigkeit strebt in den Endlagen gegen Null. In der Endlage ist der Schieberweg einmal mehr stetig differenzierbar als der Kurbeldrehwinkel. Wenn die Beschleunigung des Kurbeldrehwinkels stetig ist, ist es auch die Ruckfunktion des Schieberweges.

Umgekehrt gilt aber auch, daß der Kurbeldrehwinkel einmal weniger stetig differenzierbar ist als der Schieberweg. Wenn also die Ruckfunktion des Schieberweges nicht stetig ist - wie dies bei den meisten gebräuchlichen ruckfreien Bewegungsgesetzen der Fall ist -, ist der Verlauf des Kurbeldrehwinkels in der Beschleunigung nicht stetig. Der Kurbeldrehwinkel ist damit ruckbehaftet. Bild 5 zeigt zwei Diagramme für ein Schubkurbelgetriebe: Bewegungsvorgabe ist $s(\phi)$, die Sollwert-Tabelle für den Servoantrieb entspricht dem Verlauf $\text{antrieb}(\phi)$.

Problematisch werden die Rucke dadurch, daß auch direkt an der Motorwelle Massen beschleunigt werden, z.B. von Motorwelle und Übersetzungsgetriebe.

7. Bedeutung der Nichtlinearität für die Sollwertgenerierung und für die Vorsteuermaßnahmen

Es ist klar, daß die nichtlineare Übersetzung des Koppelgetriebes bei der Ermittlung der Weg-Zeit-Funktion an der Motorwelle zu berücksichtigen ist, wenn z.B.

- bestimmte Bewegungscharakteristiken aus technologischer Sicht notwendig sind (z.B. konstante Vorschübe beim Bohren, Schweißen, Umformen)
- die Abtriebsglieder zweier oder mehrerer Mechanismen zeitweise synchron laufen müssen (z.B. bei der Übergabe von Produkten oder bei der Bearbeitung in voller Geschwindigkeit)
- Koppelkurven von einem Mechanismus mit zwei Antrieben exakt verfahren werden müssen

Wenn die Servosteuerung eine Vorsteuer-Funktion verwendet, um die bei der Regelung zwangsläufig auftretenden Schleppfehler zu verringern, ergibt sich aber ein weiteres Problem:

Üblicherweise geht die Servosteuerung bei der Berechnung der Vorsteuerwerte davon aus, daß das Massenträgheitsmoment an der Motorwelle konstant sei. Die im Gesamtmechanismus verteilten Lasten werden dabei auf die Motorwelle umgerechnet und zu einem reduzierten Gesamt-Massenträgheitsmoment summiert. Diese Vorgehensweise impliziert, daß nur träge Massen berücksichtigt werden, und daß die Übersetzungen zwischen den Bewegungen der Massen und der Rotation der Motorwelle über den gesamten Umlauf konstant seien. Statische Lasten wie Federn oder Gravitation werden nicht berücksichtigt.

Bei dieser Betrachtung müssen das Motorantriebsmoment und die Beschleunigung der Motorwelle stets proportional zueinander sein.

Bild 6 zeigt nun Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung für den Kurbeldrehwinkel einer Schubkurbel (obere Diagrammzeile) und das tatsächlich erforderliche Antriebsmoment (untere Diagrammzeile), wenn dem Schieber eine Masse zugeordnet wird. Es wird deutlich, daß der Beschleunigungsverlauf des Kurbeldrehwinkels (strichpunktiert) keinesfalls proportional zum erforderlichen Motormoment ist, sondern eine völlig andere Charakteristik aufweist. Das liegt darin begründet, daß die Schubkurbel extrem nichtlinear übersetzt: aus einer gleichmäßig umlaufenden Drehbewegung (konstante Geschwindigkeit) wird eine periodisch pendelnde Abtriebsbewegung (annähernd sinusförmig).

Eine reine Beschleunigungsvorsteuerung würde also falsche Vorsteuerwerte produzieren und so die Regelungsgüte beeinträchtigen.

Da die Mechanismenübersetzung nicht konstant ist, ist die Vorsteuerung so zu erweitern, daß stellungsabhängige reduzierte Massenträgheitsmomente berücksichtigt werden. Genauso, wie die Lage der Motorwelle vom Wert der Leitachse abhängt und in Tabellenform vorgegeben wird, wird das reduzierte Massenträgheitsmoment als Tabelle über dem Leitachswert bereitgestellt. Um statische Lasten (Federn, Gewichtskräfte) zu berücksichtigen, wird noch eine weitere Tabelle $M_{red,st}$ für die Vorsteuerung bereitgestellt.

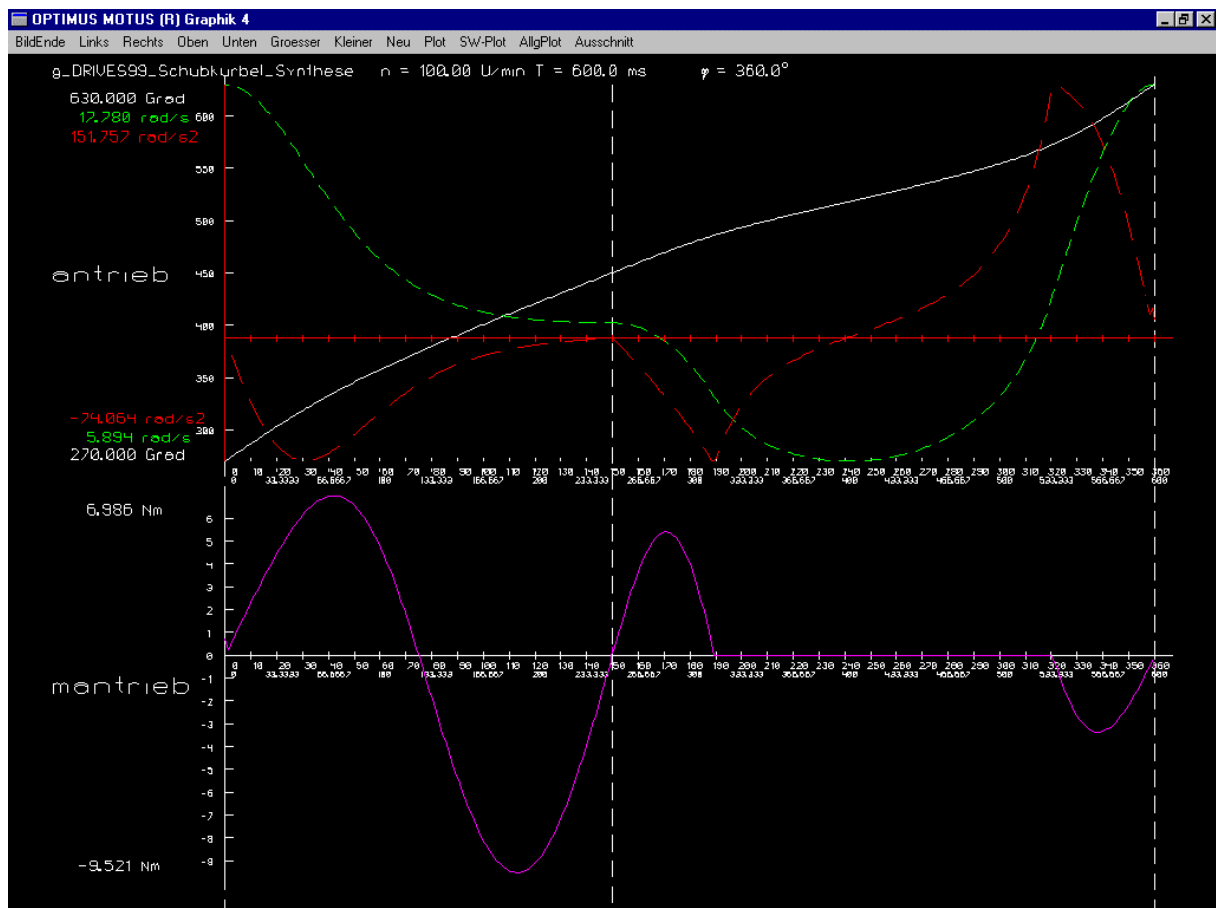


Bild 6

Aus der Beschleunigungsvorsteuerung wird eine allgemeinere Momentenvorsteuerung, indem beide Komponenten zusammengefaßt werden /1/:

$$M_vor(\phi) = J_red(\phi) * \ddot{\psi}(\phi) + J_red(\phi) * \dot{\psi}(\phi) / 2 - M_red,st(\phi)$$

M_vor = Vorsteuermoment

J_red = reduziertes Massenträgheitsmoment als Funktion vom Leitachswert phi

psi = Lagewinkel der Motorwelle (Slave-Sollwert)

M_red,st = erforderliches Moment an der Motorwelle zum Ausgleich statischer Lasten (unabhängig vom Bewegungszustand der Motorwelle)

8. Zusammenfassung

Wenn Servoantriebe mit Koppelmechanismen zur Lösung von Bewegungsaufgaben verwendet werden, ist die nichtlineare Umrechnung der geforderten Abtriebsbewegung auf die Motorwelle notwendig, um korrekte Stützpunkttabellen als Sollwertvorgabe zu erhalten. Die Modellierung eines ebenen Mechanismus wurde am Beispiel der Schubkurbel vorgestellt.

Bei der Bewegungsvorgabe am Schubkurbel-Abtrieb ist die Art des verwendeten Bewegungsgesetzes entscheidend dafür, ob man ruckfreie, ruckbehaftete oder sogar stoßbehaftete Sollwertvorgaben erhält.

Zudem wurde darauf hingewiesen, daß Beschleunigungsvorsteuerungen bei Koppelmechanismen nicht angemessen sind, wenn der Mechanismus nichtlinear übersetzt. Es wurde auf eine allgemeine Momentenvorsteuerung verwiesen, für die neben dem Sollwertverlauf an der Motorwelle auch die Verläufe des reduzierten Massenträgheitsmoments und der statischen Antriebsmomente benötigt werden. Ausreichend Rechenleistung vorausgesetzt, kann die Vorsteuerung an Hand dieser Tabellen unabhängig vom Bewegungszustand der Motorwelle in der Steuerung berechnet werden.

9. Literatur

/1/ Braune, R.; Wyrwa, K.: Elektronische Kurvenscheiben als Antrieb von Koppelgetrieben. VDI-Berichte 1423, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998.

/2/ VDI-Richtlinie 2143, Oktober 1980

/3/ Nolte, R.: Auslegen und Optimieren von Servoantrieben. Maschinenmarkt, Würzburg 101 (1995) 47, S. 56ff