

Dr.-Ing. Klaus Kaltofen
Mittweidaer Str. 19
09217 Burgstädt

Tel/Fax: +49(0)3724-2903

mail: klaus@kaltofen-engineering.de

www: <http://www.kaltofen-engineering.de>

Klaus Kaltofen

Das Energiespargetriebe

Zusammenfassung

Vorgestellt wird ein nahezu universell einsetzbares Vorschaltgetriebe (VSG), mit dem es möglich ist, einem Antriebsmechanismus ein gewünschtes Antriebswinkelgeschwindigkeitsprofil aufzuprägen. Wenn diese erzwungene Bewegung die Eigenbewegung des Mechanismus' ist, bringt das vor allem energetische Vorteile. Dann nämlich werden das benötigte Antriebsmoment und damit die erforderliche Antriebsleistung im stationären Zustand und bei Vernachlässigung der Reibung und anderer äußerer Widerstände gleich *Null*. Anhand des Beispiels eines Hauptantriebs einer Greiferwebmaschine werden die Vorgehensweise demonstriert und die Ergebnisse dargestellt. Besonders vorteilhaft wird das vorgeschlagene VSG bei Anwendungen eingesetzt werden können, bei denen mittlere und große Massen schnell und ungleichmäßig bewegt werden müssen.

Für den Fall, dass durch das VSG die Eigenbewegung nicht 100%ig exakt abgebildet wird, sind auch bei moderaten Abweichungen vom Soll noch wesentliche Energiespareffekte zu erwarten.

Aber auch andere Anwendungen des VSG sind denkbar, z.B. wenn benötigte Zeitabschnitte für externe Technologien wie z.B. Kleben, Ansaugen, Verdichten o.ä. eingehalten werden müssen, das aber auf Grund erhöhter Taktzahlen mit konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit nicht mehr gewährleistet werden kann.

1. Einleitung

Die Eigenbewegung eines Antriebsmechanismus' ist dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb ohne die sonst übliche, zur Beschleunigung und Verzögerung der sich bewegenden Massen benötigte Blindleistung auskommt. Es sind dann im stationären Betriebszustand nur die Reibungsverluste und eventuelle Arbeitswiderstände durch den antreibenden Motor auszugleichen.

Die Eigenbewegung kann man rechnerisch ermitteln, indem man die Gleichung der starren Maschine (siehe z.B. /1/) in der üblichen Form, d.h. ohne Berücksichtigung von eventuell auftretenden Potentialänderungen (Eigengewichte der Getriebeglieder, Federarbeit):

$$J(\varphi) \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} J'(\varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 = M_{An}(\varphi, \dot{\varphi}, t) \quad (1)$$

mit $J(\varphi)$... auf die Antriebskoordinate φ reduziertes Massenträgheitsmoment des Antriebsmechanismus
 φ ... Antriebskoordinate (Antriebsdrehwinkel)
 $M_{An}(\varphi, \dot{\varphi}, t)$... auf die Antriebskoordinate φ reduziertes Antriebsmoment
 $(\dots)^\bullet$... Ableitung nach der Zeit t
 $(\dots)'$... Ableitung nach der Antriebskoordinate φ

unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen bei $t = t_0 = 0$

$$\left. \begin{aligned} \varphi(t_0 = 0) &= \varphi_0 \\ \dot{\varphi}(t_0 = 0) &= \dot{\varphi}_0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

und zusätzlicher Einhaltung der Periodizitätsbedingungen für die Periode 2π ($2\pi = \Omega_0 \cdot T$, mit Ω_0 ... Bezugs-Antriebswinkelgeschwindigkeit, die sich aus $\Omega_0 = \pi \cdot n / 30$ ergibt; n ... Antriebsdrehzahl, T ... Taktzeit):

$$\left. \begin{aligned} \varphi(t_0 + T) &= \varphi(t_0) + 2\pi \\ \dot{\varphi}(t_0 + T) &= \dot{\varphi}(t_0) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

numerisch von $t_0 = 0$ bis zur Taktzeit T integriert (Lösung eines Anfangswertproblems).

Dabei wird das Antriebsmoment M_{An} (Gl.1) gleich *Null* gesetzt und somit der Mechanismus sich quasi selbst überlassen.

Die Einhaltung der Periodizitätsbedingungen (3) erreicht man am einfachsten durch Variation der Anfangswinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}(t_0)$.

Mit Hilfe des Mechanismen-Analyseprogramms **winDAM2.7** /2/ können diese Aufgaben gelöst werden. Die gesuchte Eigenbewegung steht dann auch in Listenform zur Weiterverarbeitung zur Verfügung.

2. Das Getriebe

Ziel ist es, ein nahezu universell einsetzbares Vorschaltgetriebe zu entwerfen, das zwischen dem antreibenden Motor und dem arbeitenden Mechanismus angebracht wird und eine konstante Antriebswinkelgeschwindigkeit (Motorseite) in die gewünschte Eigenbewegung als Abtriebsbewegung (Getriebeseite) transformiert.

Das in Bild 1 dargestellte Getriebeschema eines fünfgliedrigen Koppelgetriebes mit zwei Antrieben dient zur Synthese des angestrebten Mechanismus'. Die beiden Antriebskurbeln (2) und (5) vollziehen einerseits (2) die lineare Antriebsbewegung des Motors und andererseits (5) die errechnete Eigenbewegung des Mechanismus'. An einer der beiden Koppeln (3) oder

(4) wird ein Punkt P ausgewählt und dessen Umlaufbahn ermittelt. Diese Bahn wird später zur Rollenmittelpunktsbahn (RMB) für die Kurvenscheibe des gewünschten Getriebes.

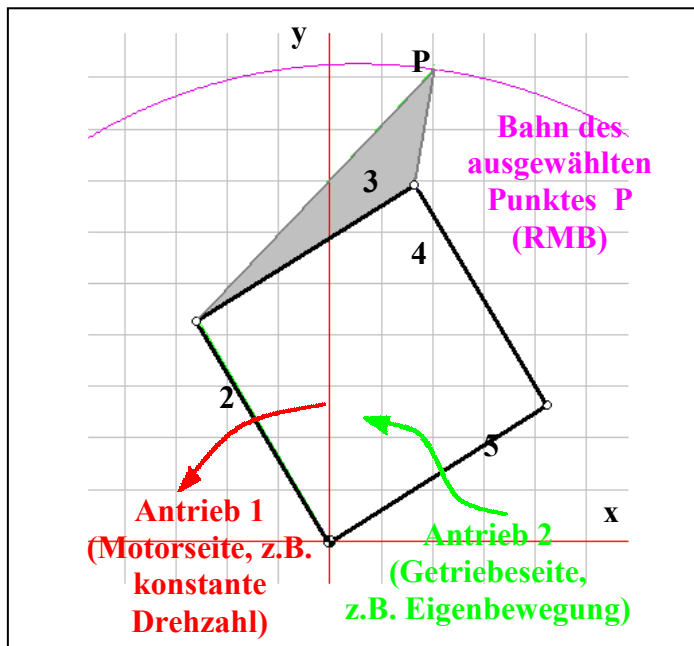


Bild 1: Fünfgliedriges Koppelgetriebe mit zwei Antrieben

Bei der Verwendung einer Doppelkurve zur Zwanglaufsicherung sind entsprechend zwei Punkte P_1 und P_2 (an der jeweils gleichen Koppel) auszuwählen, die später als Mittelpunkte für die beiden Kurvenrollen dienen.

Anschließend werden aus den punktweise bekannten RMB $\{x_M; y_M\}$ und den ersten Ableitungen $\{x'; y'\}$ an diesen Punkten die Kurvenkonturen $\{x_C; y_C\}$ bzw. $\{x_D; y_D\}$ ermittelt (siehe Bild 2).

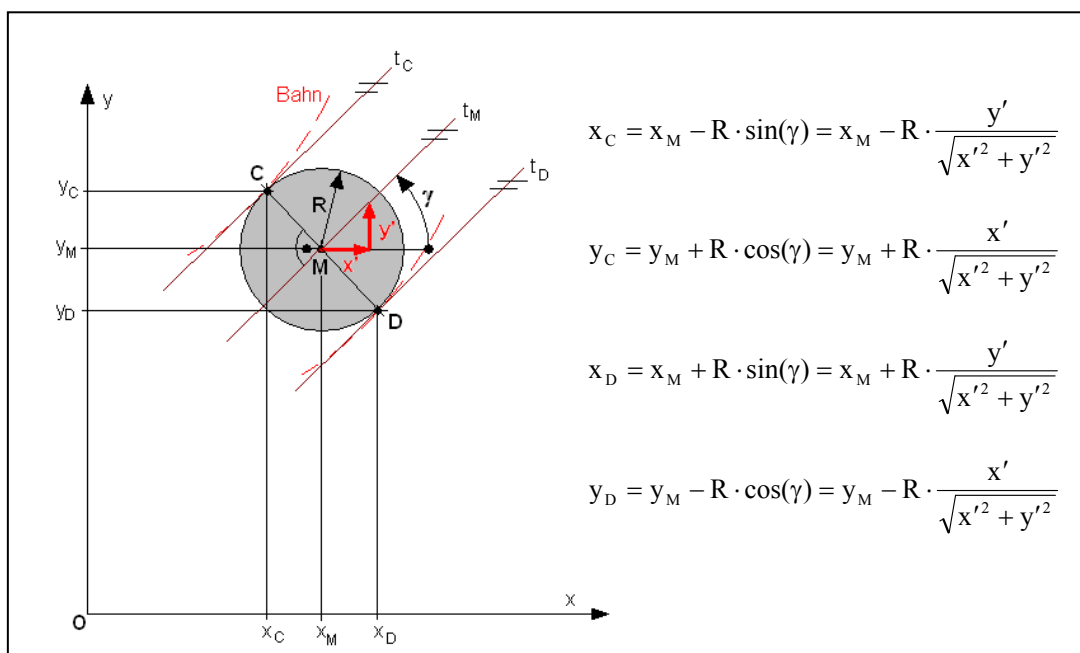


Bild 2: Kurvenkonturen und Rollenmittelpunktsbahn

Das so entwickelte Vorschaltgetriebe ist als Schema in Bild 3 abgebildet. Die Antriebsdrehbewegung φ_2 wird über beide Koppeln (3) und (4) und die gestellfeste Kurvenscheibe (zwecks Zwanglaufsicherung und besserer Konstruierbarkeit hier als Innen- und Außenkontur ausgebildet) so an die geforderte Abtriebsbewegung φ_5 (Eigenbewegung des Mechanismus) weitergeleitet.

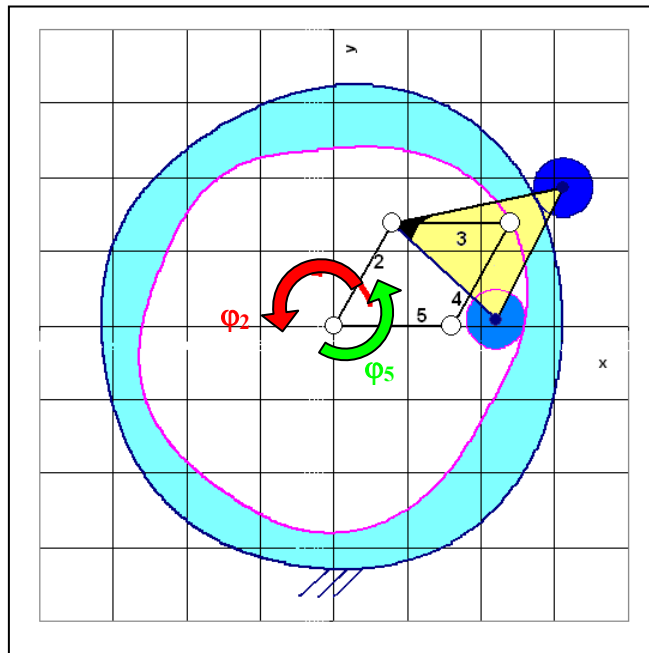


Bild 3: Schema des generierten Vorschaltgetriebes

Wenn jetzt der vorgestellte Mechanismus an der vorgesehenen Stelle in den Gesamtantriebsstrang eingebettet wird, entsteht ein Gesamtgetriebe, bei dem unter den o.g. Voraussetzungen (stationärer Betriebszustand, Reibungsfreiheit, keine Arbeitswiderstände) kein Antriebsmoment benötigt wird. Das wird noch mal anhand eines Anwendungsbeispiels im folgenden Abschnitt dargelegt.

3. Anwendung: Hauptantrieb einer Greiferwebmaschine

In Bild 4 ist der Hauptantrieb einer Greiferwebmaschine schematisch dargestellt. Er besteht im Wesentlichen aus zwei Greiferantrieben und einem Webladenantrieb, die gemeinsam über eine Übersetzungsstufe von einem Asynchronmotor angetrieben werden. Die Greiferstange 1 (Bringer) bringt den Schussfaden in das offene Webfach, dieser wird in Maschinenmitte an Greiferstange 2 (Nehmer) übergeben und von diesem vollständig ins Webfach gezogen. Wenn das Fach von beiden Greiferstangen komplett verlassen ist, beginnt die Weblade, den Schussfaden nach vorn an das bereits fertige Gewebe anzudrücken. Ist das ausgeführt, begibt sich die Weblade wieder nach hinten, das Webfach wird geschlossen, ein neues geöffnet, und das ganze Spiel beginnt von neuem. Da dieses Wechselspiel bei solchen Webmaschinen mit z.B. über 5m Arbeitsbreite an die 200 mal in der Minute passiert und dabei beträchtliche Massen ungleichmäßig bewegt werden und Maximalbeschleunigungen von über $200g$ ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$) auftreten, ist es plausibel, dass dafür eine erhebliche Antriebsleistung benötigt wird.

Gelänge es, den Gesamtantrieb im stationären Zustand in seiner Eigenbewegung anzutreiben, könnte ein Großteil dieser Antriebsleistung eingespart werden, da somit im Wesentlichen nur die Reibungsverluste ausgeglichen werden müssten. Die Technologie des Webens würde auch bei ungleichmäßiger Antriebsbewegung nicht gestört werden, da die relativen Positionen und Bewegungen der Werkzeuge untereinander weiterhin erhalten blieben. Zwar führen dann die

Weblade und die Greifer erst einmal nicht mehr die ursprünglich angestrebten, bei hohen dynamischen Belastungen vorteilhaften HS-Bewegungen /3/ aus, aber das kann nachträglich korrigiert werden /4/.

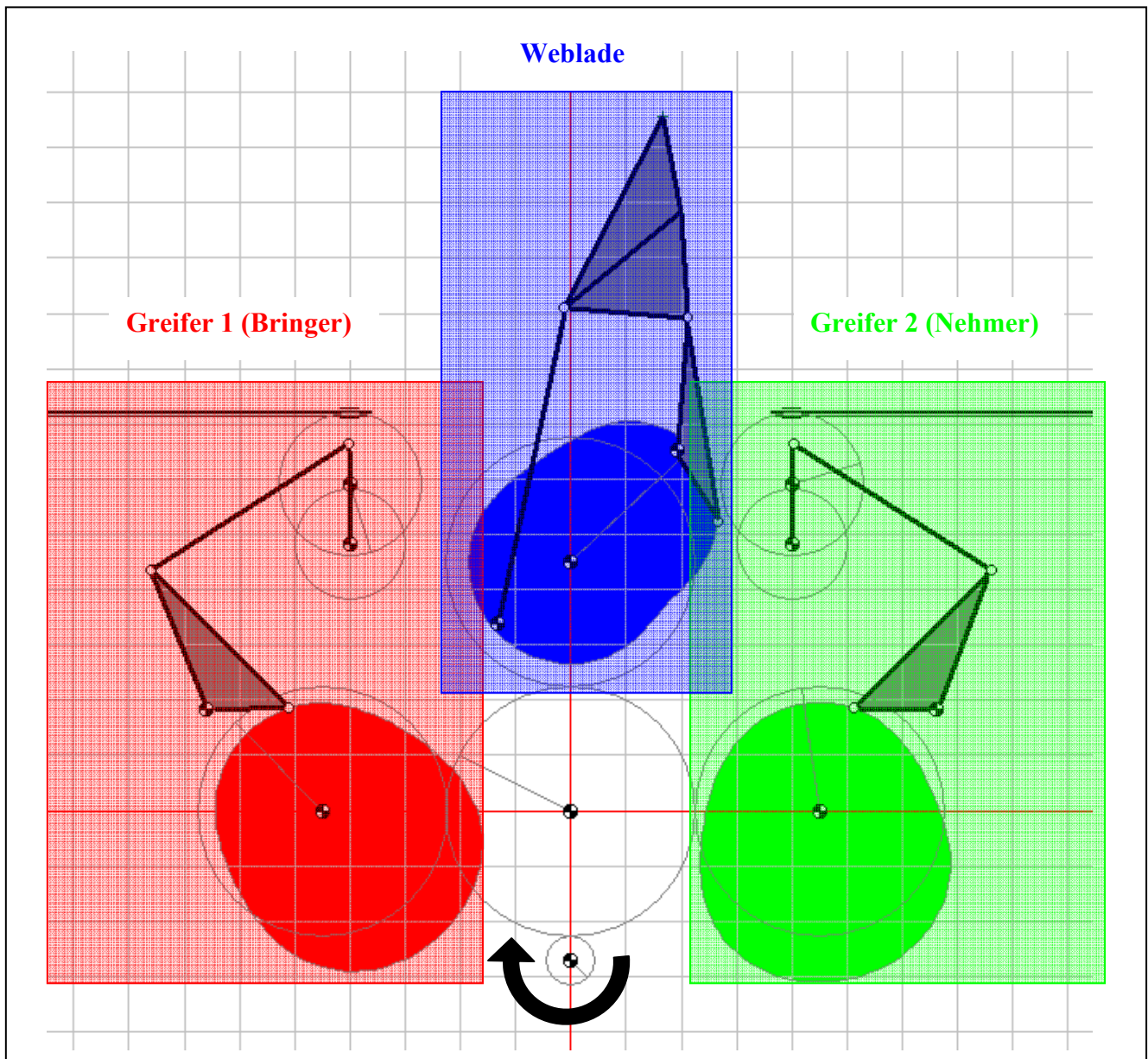


Bild 4: Schema des Hauptantriebs einer Greiferwebmaschine mit Bringer-, Nehmer- und Webladenantrieb

Das Vorschaltgetriebe nach Bild 3 soll im Antriebsstrang unmittelbar vor der - alle Getriebe antreibenden - Hauptwelle angebracht werden. Zur Ermittlung der Eigenbewegung $\dot{\varphi}_E(\Omega_0 t)$ ist es nötig, die Masseparameter

- Massen m_i ,
- Schwerpunktlagen $S_i(x_{Si}, y_{Si})$,
- Massenträgheitsmomente um die Schwereachsen J_{Si}

aller bewegten Getriebeglieder i ($i=2 \dots I$) zu ermitteln.

Danach werden – wie in Abschnitt 1 beschrieben – durch numerische Zeitintegration von Gl. (1) (bei $M_{An} = 0$) die Eigenbewegung $\dot{\varphi}_E(\Omega_0 t)$ und die dazugehörigen Winkel- und Winkelbeschleunigungsverläufe ermittelt, z.B. durch die Anwendung von **winDAM2.7**.

Anschließend werden die beiden Antriebsbewegungen, $\dot{\varphi}_E(\Omega_0 t)$ als Eigenbewegung und $\dot{\varphi} = 2\pi/T$ als konstante Antriebsbewegung für den zur Getriebesynthese benutzten Mechanismus nach Bild 1 aufgebracht. Die kinematische Analyse dieses Mechanismus' liefert die Bahnen der Punkte P_1 und P_2 , die später zu den beiden Rollenmittelpunkten der beiden Kurvenrollen des Doppelkurvengetriebes werden (siehe Bild 4). Die Lagen der Punkte sind nach günstigen Kräfteverhältnissen und nach konstruktiven Kriterien auszuwählen.

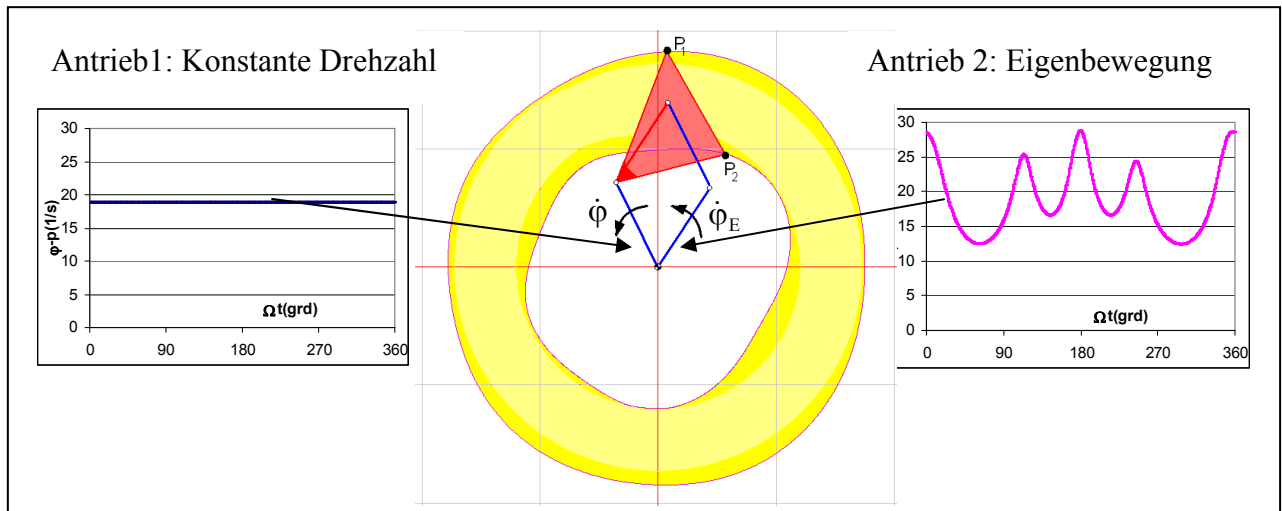


Bild 4: Bahnen der beiden Rollenmittelpunkte P_1 und P_2

Aus den Bahnkoordinaten von P_1 und P_2 und deren ersten Ableitungen lassen sich abschließend die Koordinaten der Kurvenkonturen ermitteln (vgl. Bild 2)

Das so generierte Vorschaltgetriebe (Schema nach Bild 5: Doppelkurvengetriebe mit Innen- und Außenkurve) ist dann an der vorgesehenen Stelle (zwischen Konstantübersetzungsstufe und Hauptwelle) im Antriebsstrang einzufügen.

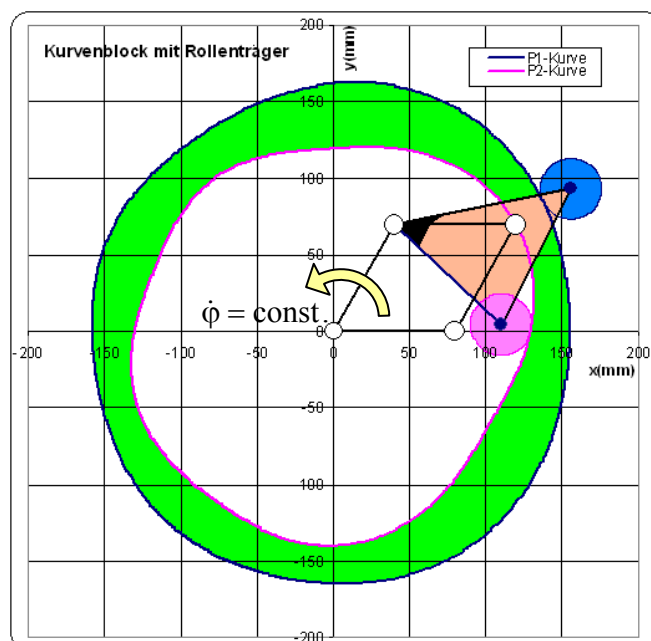


Bild 5: Schema des generierten Vorschaltgetriebes in der Anfangsstellung $\varphi_0 = \Omega_0 t_0 = 0^\circ$

Eine anschließende kinetostatische Analyse des Gesamtantrieb-Modells verdeutlicht die positive Wirkung des Mechanismus': Das benötigte Antriebsmoment ist (bei Vernachlässigung der Reibung) über die gesamte Periode hinweg *Null* (siehe Bild 6).

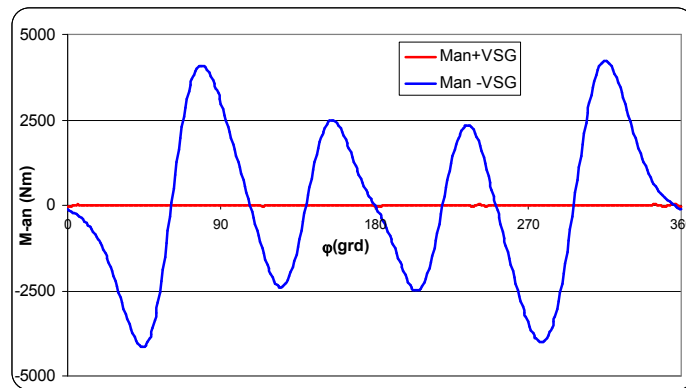


Bild 6: Vergleich der benötigten Antriebsmomente mit und ohne VSG

Ein weiterer positiver Effekt ist der, dass die ausgleichende Wirkung des VSG bei jeder stationären Antriebsdrehzahl in gleicher Weise eintritt. Im konkreten Fall wäre das benötigte Antriebsmoment auch z.B. bei 250 Takten pro Minute noch Null; lediglich die Gelenkkräfte würden sich erhöhen.

4. Zusammenfassung

Vorgestellt wird ein nahezu universell einsetzbares Vorschaltgetriebe (VSG), mit dem es möglich ist, einem Antriebsmechanismus ein gewünschtes Antriebswinkelgeschwindigkeitsprofil aufzuprägen. Wenn diese erzwungene Bewegung die Eigenbewegung des Mechanismus' ist, bringt das vor allem energetische Vorteile. Dann nämlich werden das benötigte Antriebsmoment und damit die erforderliche Antriebsleistung im stationären Zustand und bei Vernachlässigung der Reibung und anderer äußerer Widerstände gleich *Null*. Anhand des Beispiels eines Hauptantriebs einer Greiferwebmaschine werden die Vorgehensweise demonstriert und die Ergebnisse dargestellt. Besonders vorteilhaft wird das vorgeschlagene VSG bei Anwendungen eingesetzt werden können, bei denen mittlere und große Massen schnell und ungleichmäßig bewegt werden müssen.

Für den Fall, dass durch das VSG die Eigenbewegung nicht 100%ig exakt abgebildet wird, sind auch bei moderaten Abweichungen vom Soll noch wesentliche Energiespareffekte zu erwarten.

Aber auch andere Anwendungen des VSG sind denkbar, z.B. wenn benötigte Zeitabschnitte für externe Technologien wie z.B. Kleben, Ansaugen, Verdichten o.ä. eingehalten werden müssen, das aber auf Grund erhöhter Taktzahlen mit konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit nicht mehr gewährleistet werden kann.

5. Literatur

/1/ Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme, S. 320 ff, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2001, ISBN 3-540-41674-9

/2/ http://www.kaltofen-engineering.de/data/_uploaded/file/pdf/winDAM-Doc.pdf

/3/ Lüder, Reinhard: Zur Synthese periodischer Bewegungsgesetze von Mechanismen unter Berücksichtigung von Elastizität und Spiel, Fortschritt-Bericht VDI , R.11, Nr. 225, VDI-Verlag Düsseldorf, 1995

/4/ http://www.kaltofen-engineering.de/data/_uploaded/file/pdf/HS-Bewegungen_trotz.pdf