

# HS-Bewegungen trotz veränderlicher Antriebsgeschwindigkeit

Dr.-Ing. Klaus Kaltoven, Burgstädt

## **Zusammenfassung**

Es wird ein in der Praxis anwendbares Verfahren vorgestellt, mit dem es ermöglicht wird, dass bei Antrieben, die im stationären Betriebszustand mit zyklisch schwankender Winkelgeschwindigkeit angetrieben werden, die Abtriebe (Werkzeuge) der ungleichmäßig übersetzenden Antriebsmechanismen saubere HS-Bewegungen ausführen und damit die Maschine zu größerer Schwingungsarmut führen. Das ist insbesondere für energieeffizient arbeitende Maschinen, deren Antriebsbewegung fast der Eigenbewegung entspricht, von Bedeutung.

Das Verfahren wird anhand eines Webmaschinenantriebes, der im Wesentlichen aus den Kurven-Koppelgetrieben der Greifer- und Webladenantriebe besteht, erläutert. Im Ergebnis stehen saubere HS-Werkzeugbewegungen, obwohl die Antriebswinkelgeschwindigkeit des Zentralantriebes infolge eines energieeffizienten Antriebskonzeptes erheblichen Schwankungen unterworfen ist.

## **1 Motivation, Problematik**

Mit HS-Bewegungsgesetzen (/1/, /2/, /3/) gelingt bei schnell laufenden Antrieben mit ungleichmäßig übersetzenden Mechanismen im Allgemeinen eine Produktivitätssteigerung gegenüber Antrieben mit traditionellen Bewegungsgesetzen, weil diese Antriebe mit höheren Drehzahlen betrieben werden können. Gründe dafür sind einerseits, dass HS-Profile nicht aus Abschnitten zusammengesetzt sind und andererseits, dass sie ein streng limitiertes Spektrum (mit meist wenigen Harmonischen) besitzen. Dadurch entfallen die – bei dynamisch mittelmäßig bzw. hoch belasteten Antrieben - sonst üblichen Schwingungsanregungen an den Abschnittsgrenzen (z.B. Bewegung → Rast), und es werden höherharmonische Resonanzen mit den Eigenfrequenzen des Antriebs vermieden.

Mitunter aber stehen Entwickler und Konstrukteure vor einem Rätsel, weil z.B.

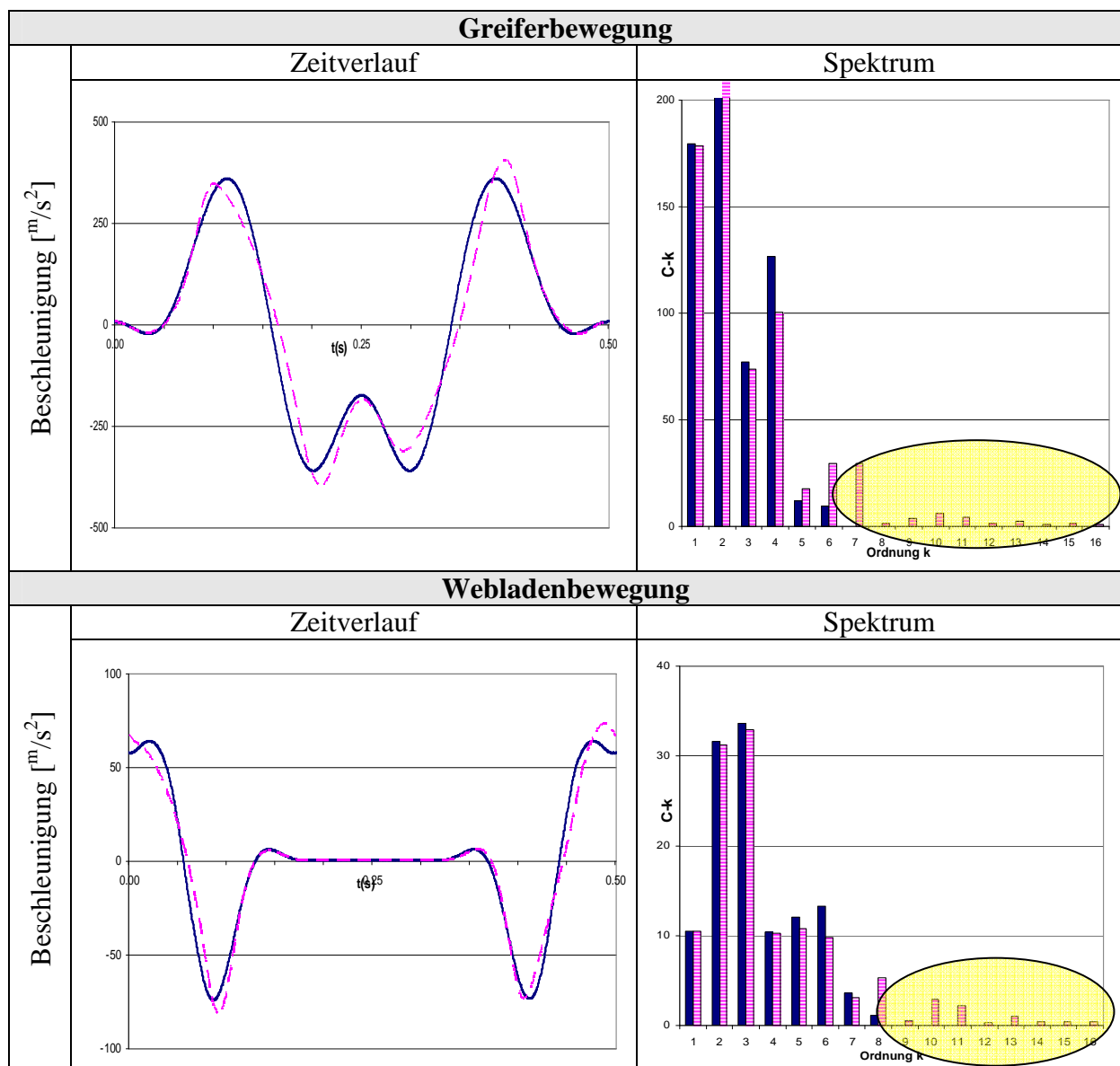
Resonanzerscheinungen mit Frequenzen auftreten, die im Erregerspektrum der HS-Funktion überhaupt nicht enthalten sind, oder es werden erheblich höhere Belastungsspitzen festgestellt als sie vorher berechnet worden sind. Als eine mögliche Erklärung dafür käme eine – im stationären Betriebszustand der Maschine – periodisch schwankende Antriebswinkelgeschwindigkeit in Frage.

Was ist passiert? Die HS-Bewegungen für die einzelnen Werkzeuge einer Maschine werden generiert und optimiert (z.B. mit der Software *mHSL* /7/), die entsprechenden Kurvenkonturen dafür ausgelegt und das Getriebe in Betrieb genommen. Was man jedoch nicht beachtet hat (oder nicht berücksichtigen konnte), ist die Tatsache, dass die Antriebswinkelgeschwindigkeit (des zentralen Antriebsmotors) nicht konstant ist, sondern schwankt. Das ist im Allgemeinen noch umso mehr der Fall, je energieeffizienter der Antrieb

arbeitet, d.h. je mehr der Antriebsbewegungsverlauf der sog. Eigenbewegung /5/ ähnelt. Die Eigenbewegung ist diejenige Antriebsbewegung, die sich (theoretisch) einstellen würde, wenn gar kein Antriebsmoment vorhanden wäre (bei Vernachlässigung von Reib- und Arbeitswiderständen).

In Tab. 1 wird diese Tatsache anhand des in Abschnitt 3 ausführlicher ausgeführten Beispiels der Werkzeugbewegungen einer Greiferwebmaschine dargestellt. Die ursprünglich entwickelten HS-Bewegungen für die Greifer (6 Harmonische) und die Weblade (8 Harmonische) werden infolge der sich einstellenden Schwankung der Antriebsbewegung so verzerrt, dass sowohl ein um mehr als 12% höheres Beschleunigungsmaximum (und damit auch Gelenkkraftmaximum), als auch eine Reihe von zusätzlichen, höherfrequenten Anteilen im Beschleunigungsspektrum auftritt, wodurch die positiven HS-Eigenschaften vollständig verloren gehen und sich beim realen Betrieb für die Maschine erhebliche Nachteile ergeben.

Tabelle 1: Werkzeugbewegungen (Beschleunigungen) bei konstanter (—) und periodisch schwankender (---) Antriebswinkelgeschwindigkeit im Vergleich



Demzufolge ist es – insbesondere bei energetisch günstig arbeitenden Maschinen – unabdingbar, dass die Nichtkonstanz der Antriebsgeschwindigkeit bei der Auslegung der HS-Profile berücksichtigt wird. Diese Problematik wurde z.B. in /5/ und /6/ aufgegriffen. Es ist jedoch immer von dem Fall ausgegangen worden, dass der Geschwindigkeitsverlauf der Antriebsbewegung bekannt ist und vorgegeben werden kann. Das ist aber in der Praxis nicht der Fall, denn die Werkzeugbewegungen selbst beeinflussen ja (durch ihre Rückwirkung auf den Antrieb) diese Antriebsbewegungsverläufe. Also ist eine neue, iterative Vorgehensweise anzuwenden, die in den folgenden Abschnitten beschrieben wird.

## 2 Lösungsmethode

Ohne allzu große Beschränkung der Allgemeinheit soll die Vorgehensweise anhand eben bewegter Starrkörpermechanismen erläutert werden, und da insbesondere für Antriebe, die von einem zentralen Motor angetrieben werden und bei denen mehrere (unterschiedliche) Kurvenkörper (Kurvenscheiben) für die HS-Bewegungen der Abtriebe verantwortlich sind, also Kurven-, Kurven-Koppel- bzw. Kurven-Koppel-Rädergetriebe. Man benötigt hierzu zunächst eine Software zur Synthese der HS-Abtriebsbewegungen. In diesem Fall ist es das Programm *mHSL* /7/ <sup>\*)</sup>, mit welchem bis zu fünf Bewegungsgesetze (mit eventuellen Abhängigkeiten untereinander) simultan generiert und nach multiplen Kriterien (wie z.B. minimale Maximalbeschleunigungen oder möglichst wenige Harmonische oder möglichst lange Rast usw.) unter Einhaltung vorzugebender technologischer und/oder kinematischer Restriktionen optimiert werden können. Die damit erzeugten Bewegungsfunktionen (Wege, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen) sind die zu realisierenden Sollfunktionen und sind an die zweite benötigte Voraussetzung zur Lösung der Aufgabe, das Mechanismen-Analyseprogramm weiterzugeben (z.B. in Listenform). Ein solches Analyseprogramm muss neben den üblichen Berechnungen (kinematische und kinetostatische Analyse bei vorgegebenen Antriebsbewegungen) auch die Lösung der ersten Wittenbauerschen Grundaufgabe, also der Bestimmung des zeitlichen Bewegungsablaufes des gesamten Antriebsmechanismus' auf Grund vorgegebener äußerer Kräfte und Momente beherrschen, d.h. das Programm muss in der Lage sein, das Reduzierte Massenträgheitsmoment des Gesamtantriebs zu berechnen und die Bewegungsdifferentialgleichung des Antriebes, die „Gleichung der starren Maschine“ zu integrieren. Das Programm *winDAM* /8/ <sup>\*)</sup> kann diese Forderungen erfüllen. Des Weiteren benötigt man schließlich einen Algorithmus, mit dem man aus den Analyseergebnissen (Rollenhebel-drehungs- und Antriebsdrehwinkelverläufe) die Rollenmittelpunktsbahnen (RMB) der einzelnen Kurven und daraus schließlich die Kurvenkonturen bestimmen kann. Dieser Algorithmus ist z.B. in EXCEL unschwer umsetzbar. Im Folgenden wird die Vorgehensweise beschrieben, mit der man zu sauberen HS-Bewegungen der Werkzeuge bei nicht von vornherein bekannten, aber periodisch schwankenden Antriebsbewegungsverläufen kommt:

---

<sup>\*)</sup> *mHSL* und *winDAM* sind Programme, die an der Professur Maschinendynamik der TU Chemnitz erstellt wurden und ab 2005 ausschließlich vom Autor gepflegt und weiter entwickelt worden sind.

1. Generiere die HS-Werkzeug-Sollbewegungen  $U_j^{\text{soll}}$  ( $j = 1 \dots J$ ,  $J \dots$  Anzahl der (unterschiedlichen) Werkzeuge) als Fourierreihe

$$U_j^{\text{soll}}(\varphi) = c_{0j} + \sum_{k=1}^{K_j} (c_{kj} \cdot \cos k\varphi(t) + s_{kj} \cdot \sin k\varphi(t)) \quad (1)$$

mit:  $c_{kj}, s_{kj} \dots$  Fourierkoeffizienten ( $c_{0j} \dots$  konstanter Anteil)  
 $\varphi(t) \dots$  Antriebskoordinate (hier gilt noch:  $\varphi(t) = \Omega_0 t$ )  
 $\Omega_0 \dots$  (konstante) Antriebswinkelgeschwindigkeit  
 $t \dots$  Zeit  
 $K_j \dots$  maximale Fourierordnung der j-ten Antriebsbewegung

unter Einhaltung der technologischen bzw. kinematischen Anforderungen nach vorgegebenen Optimierungskriterien.

2. Berechne mit den generierten Bewegungsgesetzen  $U_j, U_j'$  und  $U_j''$  als Antriebsbewegungen die jeweiligen Rollenhebel Drehungen  $\Psi_j[\varphi(t)]$ , mit  $\varphi = \Omega_0 t$  für alle Kurvenscheiben jedes einzelnen Mechanismus' und
3. Ermittle mit dem (neuen) Antriebskoordinatenverlauf  $\varphi(t)$  die entsprechenden RMB

$$r_j = r_j \{ \beta_j [\varphi(t)] \},$$

mit:  $r_j \dots$  Radius der j-ten RMB  
 $\beta_j \dots$  zum jeweiligen  $r_j$  gehöriger (körperfester) Kurvenscheibenwinkel des j-ten Mechanismus'

4. Modelliere den Gesamtantrieb als eben bewegten Starrkörpermechanismus mit allen
- soeben berechneten RMB der Kurvenscheiben,
  - Masseparametern (Massen, Schwerpunktlagen, Massenträgheitsmomenten) der bewegten Getriebeglieder,
  - Antriebs(motor)-Parametern,

ermittle das auf die Antriebskoordinate  $\varphi$  reduzierte Massenträgheitsmoment  $J_{\text{red}}(\varphi)$  und integriere die sich ergebende Bewegungsdifferentialgleichung des Gesamtantriebs

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

mit  $M_{\text{an}} \dots$  Antriebsmoment.

Beachte hierbei die Periodizitätsbedingungen: Es muss gelten:

$$\varphi_{t=T} = \varphi_{t=0} + 2\pi \quad (3)$$

$$\text{und: } \dot{\varphi}_{t=T} = \dot{\varphi}_{t=0} \quad , \quad (4)$$

mit  $T \dots$  Zykluszeit (Periodendauer)

5. Analysiere die Zeitverläufe und Spektren der Ist-Bewegungen der Werkzeuge  $U_j^{\text{ist}}(\varphi)$  (bzw. deren Zeitableitungen) und vergleiche sie mit den Sollbewegungen  $U_j^{\text{soll}}$ . Stimmen alle Ist- und Sollbewegungen (insbesondere die Beschleunigungen) im Rahmen der Toleranzvorgaben überein, gehe zu Schritt 8, sonst gehe weiter zu Schritt 6
6. Zerlege die berechnete Antriebswinkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}(t)$  in eine Fourierreihe:

$$\dot{\varphi}(t) = \dot{\varphi}_0 + \sum_{m=1}^M \left[ a_m \cdot \cos\left(m \cdot \frac{2\pi}{T} t\right) + b_m \cdot \sin\left(m \cdot \frac{2\pi}{T} t\right) \right] \quad (5)$$

und ermittle daraus den Antriebswinkelverlauf  $\varphi(t)$ :

$$\varphi(t) = \frac{1}{\dot{\varphi}_0} \cdot \left\{ \dot{\varphi}_0 \cdot \frac{2\pi}{T} \cdot t + \sum_{m=1}^M \left[ \frac{a_m}{m} \cdot \sin\left(m \cdot \frac{2\pi}{T} t\right) + \frac{b_m}{m} \left( 1 - \cos\left(m \cdot \frac{2\pi}{T} t\right) \right) \right] \right\} \quad (6)$$

mit  $\dot{\varphi}_0$  ... konstanter Anteil der Antriebswinkelgeschwindigkeit  
 $a_m, b_m$  ... Fourierkoeffizienten der Antriebswinkelgeschwindigkeit  
 $T$  ... Periodendauer  
 $M$  ... höchste Ordnung der relevanten Fourierkoeffizienten

Bemerkung: Die Beschreibung der Funktionsverläufe im Frequenzbereich (als Fourierreihen (Gl. 6)) ist wegen der Erzeugung „sauberer“, (weil ohne Unstetigkeiten im Verlauf) Ableitungen günstiger als die Beschreibung im Zeitbereich.

7. Gehe mit dem ermittelten Antriebskoordinatenverlauf  $\varphi(t)$  (Gl. (6)) zu Punkt 3.
8. Kontrolliere die Einhaltung der technologischen Restriktionen. Bei Restriktionsverletzungen ändere die Anforderungen entsprechend den Berechnungsergebnissen und gehe zu Punkt 1; werden alle Anforderungen eingehalten, berechne schließlich die Kurvenkonturen aus den RMB und weiteren (als bekannt vorausgesetzten) Geometrieparametern.

Bemerkung: Relative Restriktionen, also Anforderungen an die Relativbewegungen von Werkzeugbewegungen (z.B. Kollisionsbedingungen) bleiben von den Veränderungen der Antriebswinkelverläufe unberührt.

### 3 Beispiel

Die im vorigen Abschnitt vorgeschlagene Vorgehensweise soll anhand eines Beispiels verdeutlicht werden. Es handelt sich hierbei um den Antrieb einer Greiferwebmaschine, bei der von einem Antriebsmotor über eine Hauptwelle die Werkzeuge Greifer und Weblade angetrieben werden (siehe Bild 1). Greifer- und Webladenantrieb, die jeweils mehrfach in der Maschine vorhanden sind, können als ebene Starrkörpermechanismen (Kurven-Koppelgetriebe) mit **windAM** modelliert werden, ebenfalls der Gesamtantrieb, bei dem die gleichartigen Mechanismen zu jeweils einem Getriebe (mit den aufsummierten Masseparametern) zusammengefasst werden.

Die Maschine enthält noch weitere Mechanismen, die jedoch auf Grund ihrer geringen zu bewegendenden Massen nur vernachlässigbaren Einfluss auf den Energiehaushalt der Gesamtmaschine haben und damit die Antriebsgeschwindigkeit kaum beeinflussen..

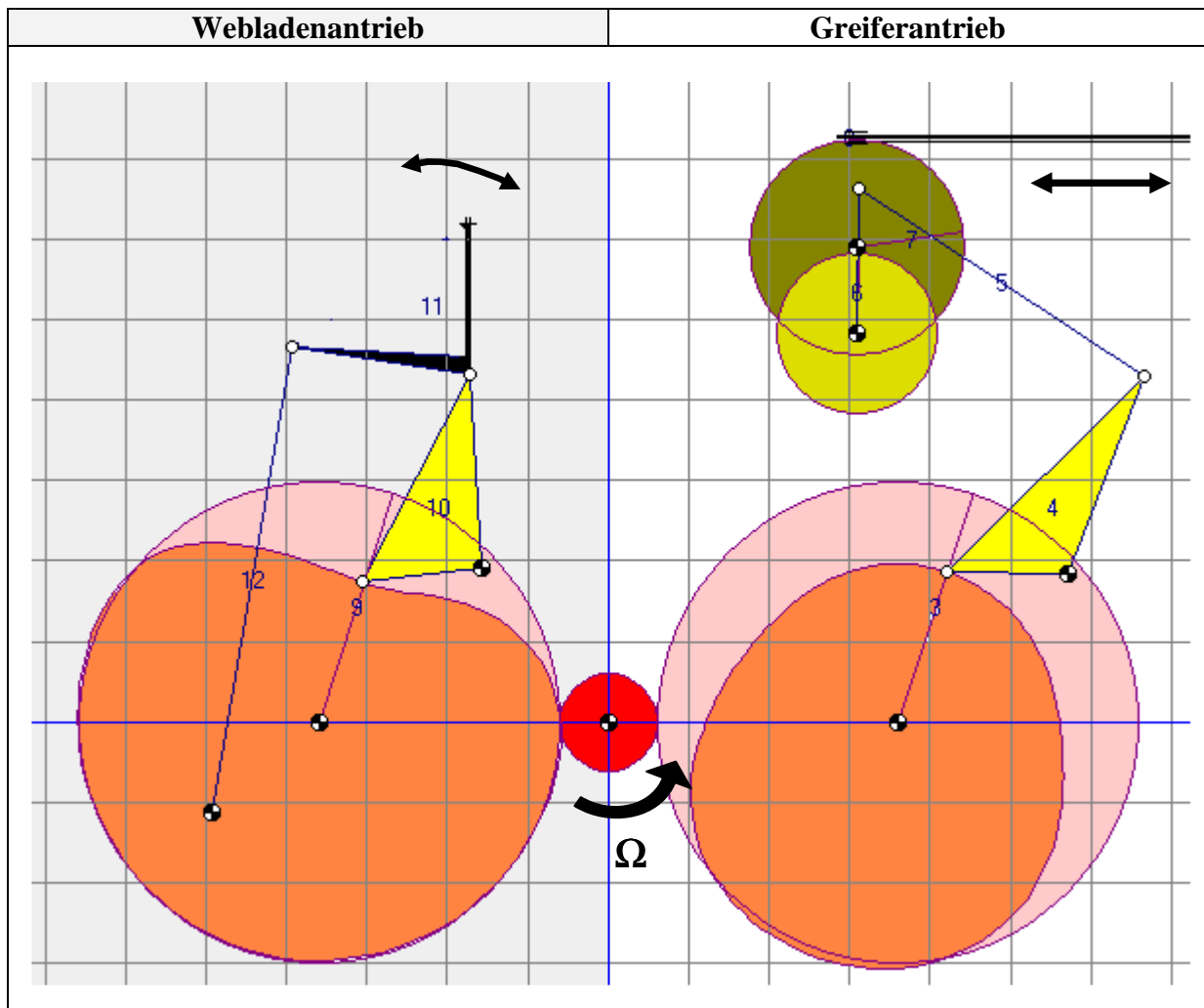


Bild 1: Kinematisches Schema des Webmaschinenantriebs

Zunächst werden für die Werkzeuge Greifer und Weblade HS- Bewegungen erarbeitet, die

- a) die technologisch erforderlichen Restriktionen erfüllen, z.B.:
  - Greifer und Weblade dürfen sich nicht berühren (Kollisionsbedingungen)
  - Der Greifer darf bei Schussfadenaufnahme eine limitierte Geschwindigkeit nicht überschreiten.
  - Der Greifer und muss bei Schussfadenübergabe (in Maschinenmitte) einen bestimmten Beschleunigungswert einhalten.
  - Weblade und Greifer dürfen in der Rast eine vorgegebene Toleranz nicht verletzen, usw. und
- b) nach möglichst geringen Maximalbeschleunigungen und nach möglichst wenigen Harmonischen optimiert sind.

Im Ergebnis dieser Untersuchungen sind die in Tabelle 1 (mit durchgezogener Linie) dargestellten HS-Bewegungsgesetze (hier dargestellt die Beschleunigungen) entstanden. (entspricht Punkt 1 in Abschnitt 2).

Anschließend werden die erzeugten HS-Bewegungen auf die jeweiligen Rollenhebel Drehungen übertragen, indem die in Listenform vorliegende Werkzeugbewegung als Antriebsbewegung für die kinematische Analyse der jeweiligen Teilmechanismen benutzt wird. Ergebnisse sind die Winkel, Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen der Rollenhebel, mit denen die Kurvenscheiben abgetastet werden (Abschnitt 2, Punkt 2).

Mit den Soll-Verläufen der Rollenhebel Drehungen ( $\Psi_j^{\text{soll}}(\varphi)$  und  $\Psi_j^{\text{soll}}(\dot{\varphi})$ ), den Antriebswinkelverläufen  $\varphi(t)$  (Zum jetzigen Zeitpunkt gilt noch  $\varphi(t) = \Omega_0 t$ .) und den notwendigen Geometriedaten (Lagen von Kurvenscheiben- und Rollenhebel Drehachsen und Rollenhebellänge) werden die RMB der jeweiligen F- und P- Kurven berechnet. (Dargestellt werden der Übersicht halber hier nur eine der beiden Doppelkurven.) (Abschnitt 2, Punkt 3)

Danach erfolgt die Modellierung des Gesamtantriebes, also Webladen- und Greifermechanismus plus Antriebswelle (Bild 1) gemeinsam als eben bewegter Starrkörpermechanismus. Mit den ermittelten Masseparametern (Masse, Schwerpunktlage und Massenträgheitsmoment um die Schwereachse) aller bewegten Antriebsteile und den Motorkennwerten (hier Kippmoment, Kippschlupf und Synchron Drehzahl eines Asynchronmotors) wird eine kinetostatische Analyse für eine Periode durchgeführt. Die dabei benutzte Software muss in der Lage sein, mit beträchtlich vielen Getriebegliedern (Im vorliegenden Fall sind es nur 12; es können aber auch durchaus 20 und mehr zusammenkommen.) umzugehen und die Bewegungsdifferentialgleichung für die (freie) Antriebskoordinate  $\varphi$  zu integrieren. Aus mathematischer Sicht ist das die Lösung eines Anfangswertproblems, d.h. es müssen die Anfangswerte  $\varphi_0 = \varphi(t=0)$  und  $\dot{\varphi}_0 = \dot{\varphi}(t=0)$  vorgegeben werden. In unserem Fall ergeben sie sich aus den Periodizitätsbedingungen (siehe Gl. (3) und (4)), d. h. die (Geschwindigkeits-)Werte am Ende des Taktes stimmen mit denen am Anfang überein. Die Periodizitätsbedingung (Gl. (4)) kann man durch systematisches Probieren ermitteln oder man integriert Gl. (2) zunächst über mehrere Perioden und kann anschließend den sich einstellenden Anfangswert  $\varphi_0$  ablesen. Wenn Gl. (3) nicht erfüllt sein sollte, stimmen die Masseparameter der umlaufenden Antriebsteile (z.B. Hauptwelle) und/oder die Motorparameter nicht. Diese sind dann gegebenenfalls zu korrigieren. Ein Vergleich mit Messergebnissen kann hier sehr nützlich sein (Abschnitt 2, Punkt 4).

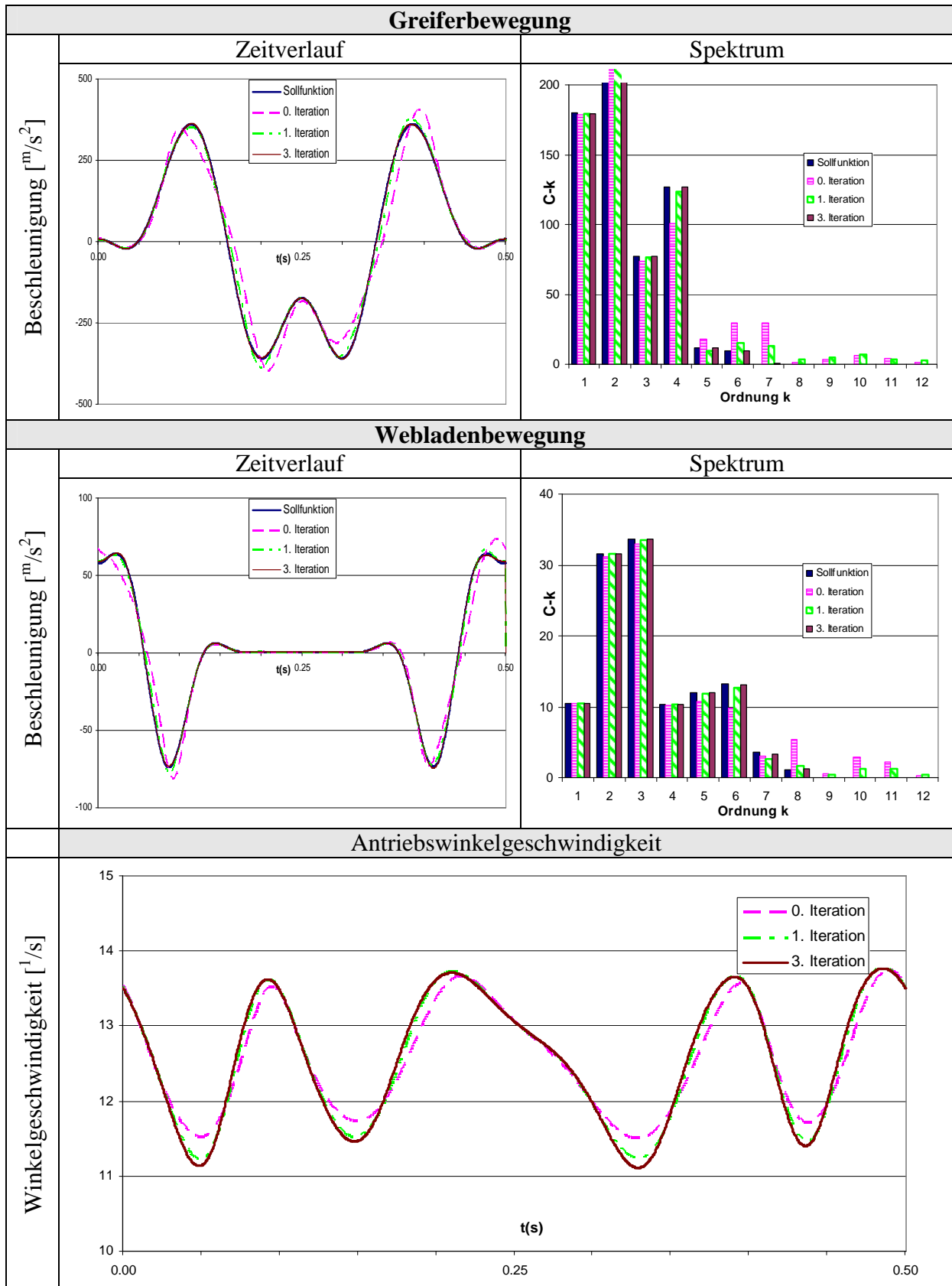
Die Lösung der Bewegungsgleichung führt auch auf die Ist-Verläufe der Werkzeugbewegungen. Der Vergleich von Ist- und Soll-Beschleunigung nach dem ersten Schritt (0. Iteration) ist in Tabelle 1 dargestellt. Man erkennt hier eine erhebliche Abweichung zum Soll-Zustand, sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich (Abschnitt 2, Punkt 5).

Deshalb wird im Algorithmus fortgefahren mit der Fourieranalyse des Antriebsgeschwindigkeitsverlaufes (Gl. (5)), und mit den dort ermittelten und für den Zeitverlauf relevanten Fourierkoeffizienten wird der neue Verlauf des Antriebswinkels  $\varphi(t)$  ermittelt (Gl. (6)) (Abschnitt 2, Punkt 6).

Anschließend werden mit dem berechneten Antriebswinkelverlauf  $\varphi(t)$  die neuen RMB<sub>j</sub>, (j= 1...J) berechnet (Abschnitt 2, Punkt 3), und der nächste Iterationsschritt wird eingeleitet.

In der Tabelle 2 ist dargestellt, wie sich die Ist-Bewegungen (Beschleunigungen) im Laufe der Iteration an die Soll-Bewegungen angleichen. Nach drei Iterationsschritten ist sowohl im Zeit- als auch im Frequenzbereich so gut wie kein Unterschied feststellbar.

Tabelle 2: Werkzeugbewegungen (Beschleunigungen) und Verläufe der Antriebswinkelgeschwindigkeit im Laufe der iterativen Berechnung





## 4 **Fazit**

Es wird ein in der Praxis anwendbares Verfahren vorgestellt, mit dem es gelingt, die dynamisch günstigen HS-Bewegungen auch bei energetisch effizient arbeitenden Maschinen, deren Antriebswinkelgeschwindigkeit im Allgemeinen (sollten nicht spezielle, zusätzliche Leistungsausgleichsmaßnahmen vorgenommen worden sein) periodisch schwankt, unverzerrt, d.h. als Sollfunktion zu realisieren.

Zur Validierung des berechneten, postulierten Verlaufes der Antriebswinkelgeschwindigkeit wäre dessen messtechnische Überprüfung wünschenswert.

Sollte die Maschine mit mehreren Drehzahlen betrieben werden, so ist das Verfahren auf die Höchstdrehzahl anzuwenden, und bei den niedrigeren Drehzahlen sind die Auswirkungen zu prüfen.

Das Verfahren ist nicht auf HS-Bewegungen beschränkt und ebenso auch auf andere Bewegungsgesetze anwendbar.

## 5 **Literatur**

- /1/ Rößler, J. Dynamik von Mechanismen-Antriebs-Systemen in Textil- und Verarbeitungsmaschinen, Diss. B, TH Karl-Marx-Stadt 1985
- /2/ Lüder, R.: Zur Synthese periodischer Bewegungsgesetze unter Berücksichtigung von Elastizität und Spiel. VDI-Fortschritt-Bericht, R. 11, Nr. 225, 1995
- /3/ Dresig, H., Lüder, R., Stoermer, U.: Experiences with the use of HS-motion rules. X. World Congress IFToMM, University Oulu, Finland, Proceedings Vol. 1, 20.-24. Juni 1999, 258-263
- /4/ Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme, Springer-Verlag Berlin-Heidelberg, 2. Auflage, 2006, ISBN: 3-540-26024-2
- /5/ Kaltofen, K.: HS-Bewegungsgesetze für periodische Antriebswinkelgeschwindigkeitsverläufe, interner Bericht an ITI Dresden, TU Chemnitz, Professur Maschinendynamik, 2002
- /6/ Dresig, H., Schreiber, U.: Einfluss schwankender Antriebsgeschwindigkeiten auf Energieverbrauch und dynamisches Verhalten von Antrieben mit HS-Profilen, VDI-Berichte Nr. 2155, S. 73-86, VDI-Verlag 2011
- /7/ [http://www.kaltofen-engineering.de/data/\\_uploaded/file/pdf/mHSL-Doku.pdf](http://www.kaltofen-engineering.de/data/_uploaded/file/pdf/mHSL-Doku.pdf)
- /8/ [http://www.kaltofen-engineering.de/data/\\_uploaded/file/pdf/winDAM-Doc.pdf](http://www.kaltofen-engineering.de/data/_uploaded/file/pdf/winDAM-Doc.pdf)