



Prof. Dr.-Ing. R. Braune

## **Leistungspotenzial Bewegungsdesign**

Schnellere Maschinen durch bessere Bewegungsführung

Vortrag zur VVD-Tagung 2009

Dresden, 19. und 20. März 2009

Nachdruck aus dem Tagungsband

Tagung Verarbeitungsmaschinen und Verpackungstechnik  
Professur Verarbeitungsmaschinen und Verarbeitungstechnik  
TU Dresden, 2009, Seiten 373 - 395

Institut für Getriebetechnik

Leibniz Universität Hannover

2009

---

## Leistungspotenzial Bewegungsdesign

-----

### Schnellere Maschinen durch bessere Bewegungsführung

#### 1 Einleitung

Das Bewegungsdesign ist in vielen Verarbeitungs- und Verpackungsmaschinen eine zentrale, leistungsbestimmende Komponente. Sehr oft ist für einen Leistungsvorsprung im Markt insbesondere die Gestaltung und gegenseitige Abstimmung der Soll-Bewegungen von ursächlicher Bedeutung, also gewissermaßen die „Choreografie des Bewegungsballetts“ in einer Verarbeitungsmaschine, und das gilt unabhängig von der Art und Weise, wie letztlich die benötigten ungleichmäßigen Bewegungsverläufe erzeugt werden. Dem entspricht die zunehmende Etablierung des Bewegungsdesigns als neues, eigenständiges Tätigkeitsfeld in der Entwicklung, das – und da ist die in den letzten Jahren gängig gewordene Verwendung des Begriffes „Design“ sehr treffend – nicht nur einschlägigen Sachverstand und handwerklich korrekte Nutzung von verfügbaren Software-Werkzeugen verlangt, sondern durchaus auch kreative Gestaltungsfantasie.

Gutes Bewegungsdesign für eine anspruchsvolle Bewegungsaufgabe ist heute mehr als das bloße Auswählen von angeblich besseren oder schlechteren „Bewegungsgesetzen“ für frei gestaltbare Übergänge zwischen fest vorgegebenen Punkten oder Abschnitten eines Bewegungsablaufs, wie es die bekannte und insgesamt außerordentlich verdienstvolle, aber in mancher Hinsicht doch nicht mehr so ganz zeitgemäße VDI-Richtlinie 2143 [1] nahe legt und wie es vielen heute angebotenen Software-Werkzeugen für Bewegungsdesign immer noch ausschließlich zugrunde liegt.

Nach Meinung des Autors sind es vor allem zwei Aspekte, deren unzureichende Beachtung oft wesentliche Leistungsreserven einer Verarbeitungsmaschine verschenkt, die mit besserem Bewegungsdesign praktisch kostenlos nutzbar wären.



## 2 Einführungsbeispiel „Schoko-Einleger“

Dieses früher schon einmal vorgestellte Beispiel, siehe [2], soll hier ohne detaillierte Wiederholung von einzelnen Daten nur noch einmal an einer praxistypischen Aufgabenstellung einen ersten Eindruck davon vermitteln, was besseres von schlechterem Bewegungsdesign für eine bestimmte Aufgabe bei gleich bleibenden Randbedingungen und Anforderungen unterscheidet.

Gemäß Bild 1 soll aus einem Stapelmagazin (A) die jeweils unterste Schokoladentafel (B) in Fächer (C) eines kontinuierlich laufenden Transportbandes (D) eingelegt werden. Insgesamt sind in Laufrichtung des Bandes drei Magazine mit unterschiedlichen Schokoladensorten hintereinander angeordnet, so dass jedes Magazin jeweils jedes dritte Fach bedient. Im weiteren Verlauf werden die Tafeln vom Transportband einem Packer übergeben, der die angelieferten Tafeln zu Mischsorten-Großpackungen zusammenfasst.

Im Magazin liegt der von Hand laufend nachgelegte Stapel auf zwei Schienen (E), die von beiden Seiten des Transportbandes her jeweils nur knapp unter den Stapel greifen. Die Übergabe der jeweils untersten Tafel an das Transportband erfolgt durch den flachen Schieber (F), dessen Bewegung die z.B. vom Eckpunkt G beschriebene Bahnkurve  $k_G$  verdeutlicht. Am Anfang des Bewegungsspiels steht der Schieber hinter dem Stapel. Von dort aus bewegt er sich zunächst nach rechts und schiebt die unterste Tafel auf zwei weitere, ebenfalls nur von der Seite unter die ausgeschobene Tafel greifende Schienen (H). Die Tafel wird dabei bis auf die Geschwindigkeit des Transportbandes beschleunigt. Wenn sie diese erreicht hat, wird der Schieber wieder langsamer und die Schienen (H) werden seitlich herausgezogen. Mit praktisch konstanter waagrechter Geschwindigkeitskomponente fliegt die Tafel dadurch im Freiflug auf einer Parabelbahn, bis sie auf das Band auftrifft. Dessen Position muss dabei so sein, dass die Tafel genau mittig in dem für sie vorgesehenen Fach landet. Der Schieber wird währenddessen nach unten durch die Schienen (E) bewegt und setzt dabei den auf seinem Rücken liegenden Stapel auf den Schienen (E) ab. Anschließend fährt der Schieber unterhalb der Schienen (E) zurück und um deren untere linke Ecke herum wieder nach oben, wo er in seiner Anfangsposition zunächst einmal wieder zum völligen Stillstand kommen soll. Erst nach einer gewissen Reservezeit beginnt dann das nächste Bewegungsspiel.

Der Schieber wird durch einen Kreuzschlitten mit zwei unabhängigen Servo-Antrieben für die waagrechte und die senkrechte Bewegungskomponente geführt, so dass im Prinzip beliebig geformte Bahnkurven  $k_G$  mit beliebigem Geschwindigkeitsverlauf entlang der Bahnkurve erzeugt werden können. Für eine störungsfreie, die empfindlichen Schokoladentafeln schonende und letztlich den Antrieb auch nicht überlastende Betriebsweise der Einrichtung müs-

sen bei der Gestaltung der Bewegungsverläufe für die waagrechte und die senkrechte Bewegungskomponente eine ganze Reihe von Randbedingungen und Anforderungen berücksichtigt werden, siehe [2].

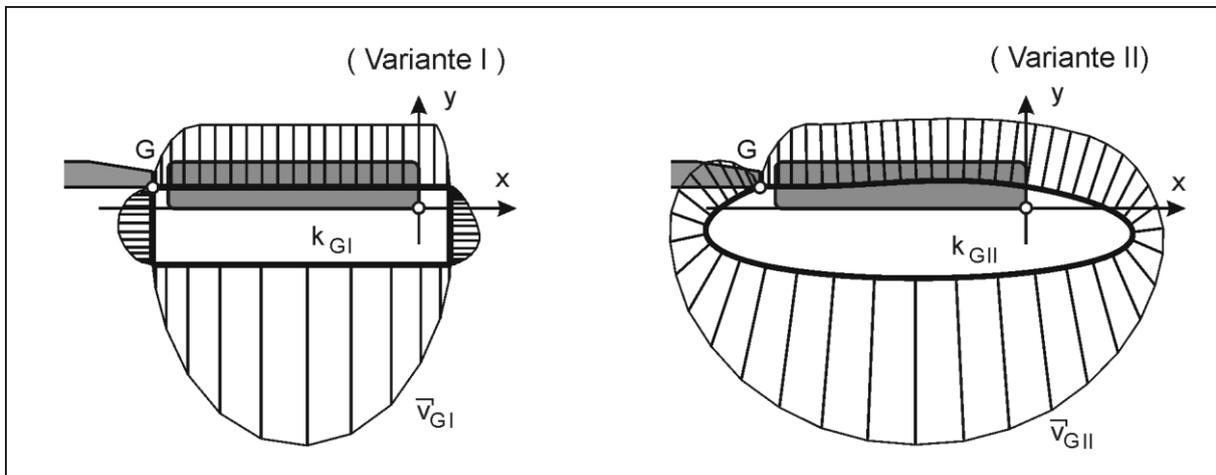
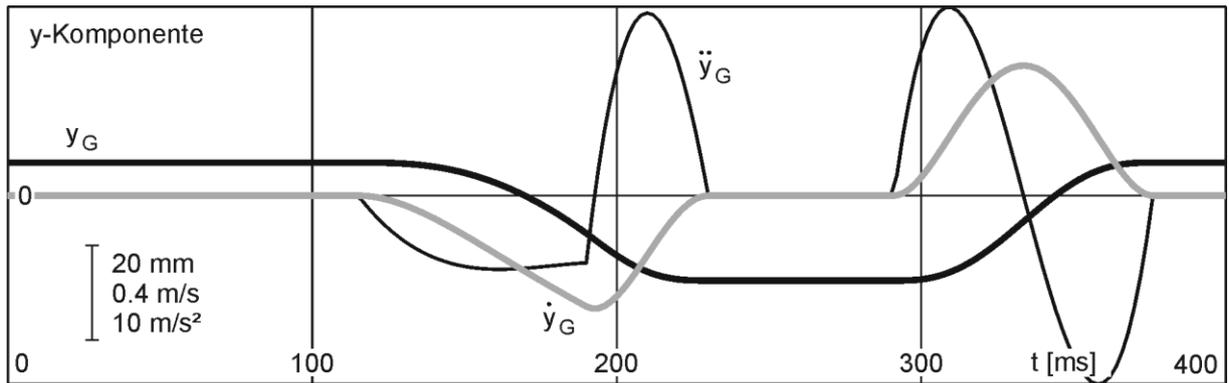
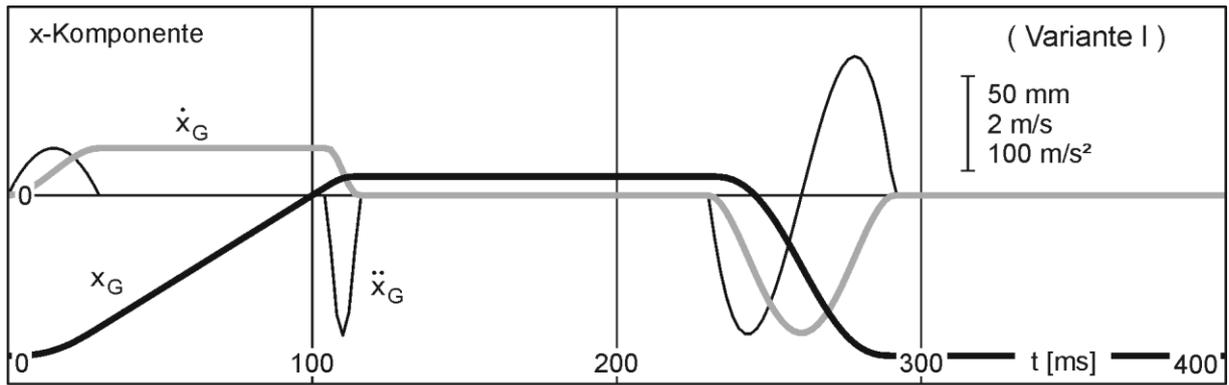


Bild2: Bahnkurven des Einlegeschiebers bei den Auslegungsvarianten I und II

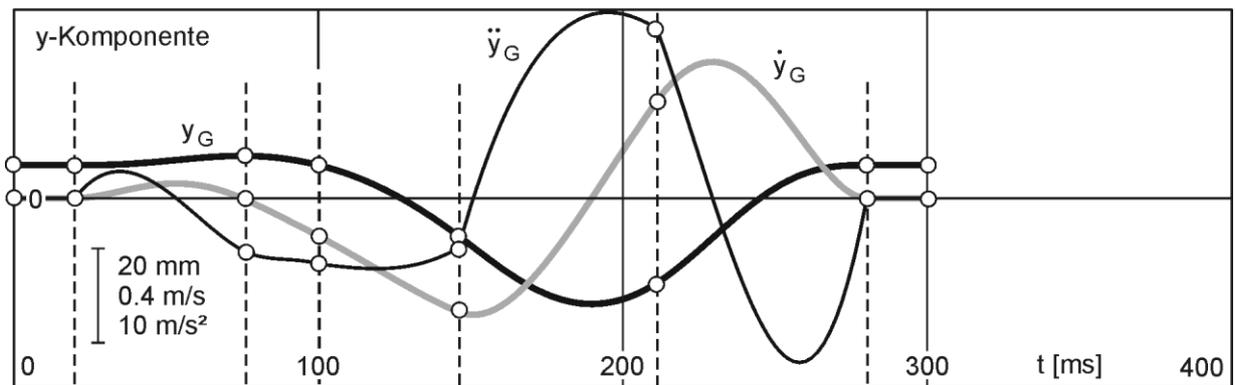
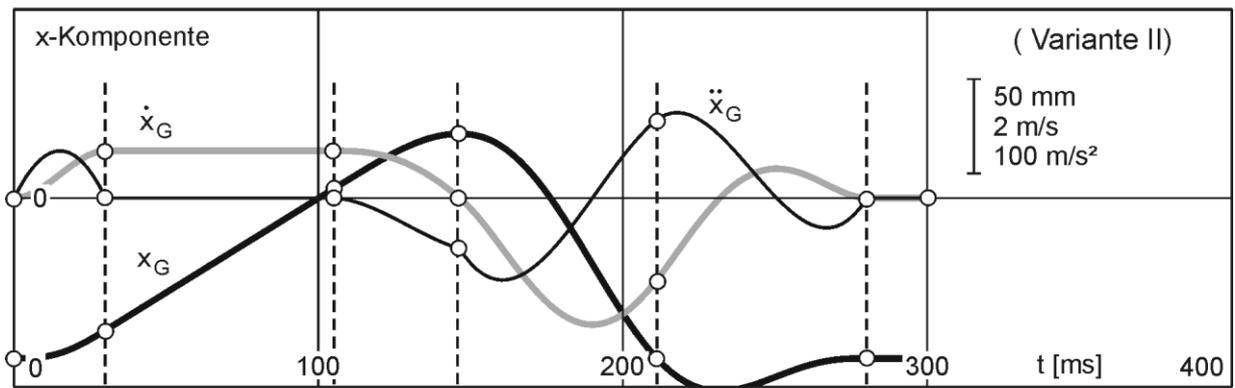
Gemäß Bild 2 geschieht dies bei einer ersten Lösung „Variante I“ sehr leicht und einfach überschaubar dadurch, dass streng abwechselnd immer nur in einer der beiden Bewegungskomponenten verfahren wird, während die andere stillsteht und so eine exakte Rechteckbahn entsteht. Für den Bewegungsverlauf entlang dieser einzelnen, jeweils geradlinigen Bewegungsabschnitte wurden dabei jeweils Polynome 5. Grades als Rast-in-Rast-Übergänge von Eckpunkt zu Eckpunkt verwendet und die Zeitspanne für jeden Abschnitt jeweils so kurz gewählt, dass gerade keine der jeweiligen Geschwindigkeits- und Beschleunigungsrandbedingungen mehr verletzt wird. So ergibt sich gemäß den beiden oberen Diagrammen in Bild 3 inklusive der verlangten Stillstandszeit von 20 ms eine Periodendauer von ca. 400 ms.

Bei der anspruchsvolleren Lösung „Variante II“ wurde gemäß Bild 2, rechts, und Bild 3, unten, der Bewegungsablauf insgesamt „weicher“ gestaltet und insbesondere durch konsequente Ausnutzung möglichst weitgehender zeitlicher Überlappung der waagrechten und der senkrechten Bewegungskomponente eine Verkürzung der Gesamt-Periodendauer auf ca. 300 ms bei voraussichtlich sogar besserem Betriebsverhalten der Servo-Antriebe erreicht.

Im Folgenden soll gezeigt werden, wie mit einem relativ einfachen theoretischen Ansatz und entsprechender Software-Unterstützung solche Ergebnisse schnell interaktiv erarbeitet werden können.



$T_{PI} = 400 \text{ ms}$



$T_{PII} = 300 \text{ ms}$

Bild 3: Einfaches und anspruchsvolles Bewegungsdesign für die Schieberbewegung

### 3 Methodischer Ansatz

Bewegungsdesign durchzuführen, heißt ganz allgemein, den Soll-Verlauf eines jeweils betrachteten Bewegungsparameters in Abhängigkeit von einer gewählten Bezugsgröße festzulegen. Die häufigsten Bewegungsparameter sind dabei Drehwinkel in Drehgelenken und Schubwege in Schubgelenken, aber Bewegungsdesign kann z.B. ebenso auch die drei Bewegungskomponenten einer räumlichen Punktführung oder die zurückgelegte Bogenlänge eines bewegten Punktes entlang einer in ihrer geometrischen Form vorgegebenen Bahnkurve betreffen. Als Bezugsgröße dienen entweder konkret vorliegende Größen in einer betrachteten Maschine – z.B. der Drehwinkel einer Antriebswelle bei der Auslegung eines Kurvengetriebes oder der Transportweg von Werkstücken in einer Fertigungsstraße bei der Auslegung des Servo-Antriebs für ein zeitweilig mitlaufendes Arbeitsorgan – oder ganz allgemein die Zeit. Exemplarisch wird hier im Weiteren die Festlegung des Soll-Verlaufes  $q(t)$  eines beliebigen Bewegungsparameters  $q$  über der Zeit  $t$  betrachtet.

Das Bewegungsdesign beginnt in der Regel damit, dass bestimmte Anforderungen an den zu gestaltenden Bewegungsverlauf mit konkreten Werten vorgegeben werden. Solche Vorgaben können sich auf einen einzelnen Punkt oder endlich lange Abschnitte im Bewegungsverlauf beziehen und den Lage-Soll-Wert  $q$  des betrachteten Bewegungsparameters betreffen, aber auch dessen Ableitungen nach der Bezugsgröße – bei Definition über der Zeit  $t$  also die Geschwindigkeit  $q'$ , die Beschleunigung  $q''$ , den Ruckwert  $q'''$  und, theoretisch möglich, aber praktisch kaum gebraucht, auch weitere zeitliche Ableitungen. Typisch als Vorgaben sind z.B. Rastpunkte **R** mit  $q' = 0$  und  $q'' = 0$ , Geschwindigkeitspunkte **G** mit  $q' \neq 0$  und  $q'' = 0$  und Umkehrpunkte **U** mit  $q' = 0$  und  $q'' \neq 0$ , sowie endlich lange Rastabschnitte **RR** mit  $q = konst.$  und Geschwindigkeitsabschnitte **GG** mit  $q' = konst.$ . Im klassischen Bewegungsdesign geringere, aber im Rahmen der hier propagierten Vorgehensweise ganz besondere Bedeutung hat die Vorgabe von so genannten allgemeinen Bewegungspunkten **B** mit von Null verschiedenen Werten für die Geschwindigkeit  $q'$  und die Beschleunigung  $q''$ . Die zu lösende Aufgabe besteht dann darin, einen Gesamtverlauf  $q(t)$  so festzulegen, dass alle Vorgabewerte an den Vorgabepunkten und -abschnitten entweder exakt oder mit einer zugelassenen Toleranz durchlaufen und ansonsten weitere Gütekriterien optimal oder hinreichend erfüllt werden, die sich aus den jeweiligen Einsatzbedingungen ergeben. Dafür gibt es bekanntlich die beiden klassischen Lösungsansätze **Eingefügte Übergangsfunktionen** und **Harmonische Synthese**, deren jeweils besonderen Merkmale hier nicht noch einmal diskutiert werden müssen.

Der hier betrachtete, noch nicht so allgemein bekannte und selbstverständlich genutzte Ansatz beruht eigentlich nur auf einer kleinen Verallgemeinerung der klassischen Einfügung

von Übergangsfunktionen, soll aber hier wegen der vom Autor so gesehenen großen praktischen Bedeutung doch separat mit einem eigenen Schlagwort als **Verkettete Polynomabschnitte** bezeichnet werden. Der schlichte Grundgedanke besteht darin, konsequent alle Bewegungsvorgaben nur und ausschließlich durch allgemeine Bewegungspunkte **B** zu charakterisieren und diese nur und ausschließlich durch Polynomabschnitte 5. Grades zu verbinden.

Damit kann man zunächst auch weiterhin alle bisherigen speziellen Punktvorgaben **R**, **G** und **U** definieren, indem man eben die jeweils entsprechenden Ableitungswerte mit Null vorgibt. Auch die speziellen Abschnittsvorgaben **RR** und **GG** kann man erfassen durch entsprechende Vorgabe von Anfangs- und Endpunktwerten. Das dazwischen eingefügte allgemeine Polynom 5. Grades nimmt dann automatisch den Verlauf einer exakten Rast bzw. eines Abschnittes mit konstanter Geschwindigkeit an.

Zusätzlich ergeben sich aber zwei neue Möglichkeiten, die insbesondere bei interaktiver Optimierung von Bewegungsverläufen sehr hilfreich sein können:

- **Variation von Vorgabewerten im Rahmen zugelassener Toleranzen**

Dies betrifft solche Vorgabepunkte, die dazu dienen, tatsächlich verlangte, aber mit zugelassenen Toleranzen ausgestattete Anforderungen zu definieren. Durch interaktive Variation der jeweils mehr oder weniger freien Vorgabewerte Zeit, Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung im Rahmen der jeweils zulässigen Bandbreite werden diese Freiheiten im Bewegungsdesign nutzbar.

- **Einfügung von Zwischenpunkten**

Unter Umständen kann ein einzelner Polynomabschnitt zwischen zwei Vorgabepunkten nur durch Variation der Vorgabewerte an seinen Endpunkten allein nicht hinreichend gut einem gewünschten Verlauf angepasst werden. Dann kann die Einfügung eines in allen seinen Vorgabewerten frei variierbaren Zwischenpunktes weiterhelfen, der in keiner Weise durch irgendwelche tatsächlich zu erfüllenden Bewegungsanforderungen begründet sein muss, sondern lediglich als zusätzliches Gestaltungsmittel dient. Solche Zwischenpunkte können auch gut genutzt werden, um zwei oder mehrere Bewegungsverläufe aufeinander abzustimmen.

Wie man diese beiden Techniken je nach Aufgabenstellung effektiv einsetzen kann, sollen die im nächsten Abschnitt folgenden Handhabungsbeispiele demonstrieren.

Die ausschließliche Verwendung des Polynoms 5. Grades für die Verbindung der einzelnen allgemeinen Bewegungspunkte ist nicht unbedingt zwingend für die hier propagierte Vorge-

hensweise, aber erfahrungsgemäß völlig ausreichend und im praktischen Einsatz vielfach bewährt. Zunächst muss es natürlich mindestens ein Polynom 5. Grades sein, da dieses der einfachste funktionelle Ansatz ist, mit dem sich allgemeine Bewegungspunkte mit prinzipiell beliebigen Ableitungswerten immer stoß- und ruckfrei verbinden lassen. Denkbar wären auch höhere Polynome, die durch Vorgabe höherer Ableitungswerte noch zusätzliche Gestaltungsmöglichkeiten aufweisen würden, aber diese Vorgaben dann auch vom Anwender verlangen. In der praktischen interaktiven Handhabung ist es jedoch sehr handlich und auch intuitiv noch gut überschaubar, bei jedem Vorgabepunkt neben dessen zeitlicher Position im Bewegungsablauf maximal die drei kennzeichnenden Werte für Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung zu variieren und damit auf die entstehenden Verbindungsverläufe zum vorhergehenden und zum nachfolgenden Vorgabepunkt gestaltend einzuwirken. Exemplarisch sind in Bild 3 in den Bewegungsverläufen der „Variante II“ des Schoko-Einlegers alle allgemeinen Bewegungspunkte markiert, die hier zur verbessernden Gestaltung dieser Bewegungsverläufe benutzt wurden.

Natürlich verlangt die beschriebene Vorgehensweise auch eine entsprechende Software-Umsetzung, die speziell auf die interaktive Handhabung ausgerichtet sein muss und die intuitive Variation freier Vorgaben gezielt unterstützt, z.B. dadurch, dass der Benutzer in einer grafischen Darstellung der Verläufe der Lage, der Geschwindigkeit, der Beschleunigung und ggf. auch des Rucks entsprechende Vorgabewerte durch „Ziehen mit der Maus“ beliebig variieren kann und die sich daraus ergebenden Verlaufsveränderungen unmittelbar angezeigt werden. So etwas ist mit heutigen Mitteln leicht realisierbar, exemplarisch zeigt Bild 4 ein entsprechendes Arbeitsfenster für interaktives Bewegungsdesign im Programmsystem GENESYS, in dem gerade die y-Komponente der Schieberbewegung des Schoko-Einlegers in der Variante II aktiv bearbeitet wird und der entsprechende Verlauf der Auslegungsvariante I als Referenz eingeblendet ist.

Ein besonderer Vorteil der interaktiven Variation freier Vorgabewerte besteht auch darin, dass der Anwender so sehr schnell einen guten Eindruck gewinnt, welche Vorgabewerte sich jeweils wie auf den Bewegungsverlauf auswirken. So kann z.B. manchmal schon eine kleine Überschreitung eines zunächst vielleicht eher willkürlich vorgegebenen zulässigen Toleranzwertes durchaus sehr wohltuende Wirkung auf den Gesamtverlauf einer Bewegung haben und es ist dann hilfreich, dies leicht erkennen und solche kritischen, ggf. unnötig strengen Vorgaben gezielt und gerade soweit wie nötig entschärfen zu können.

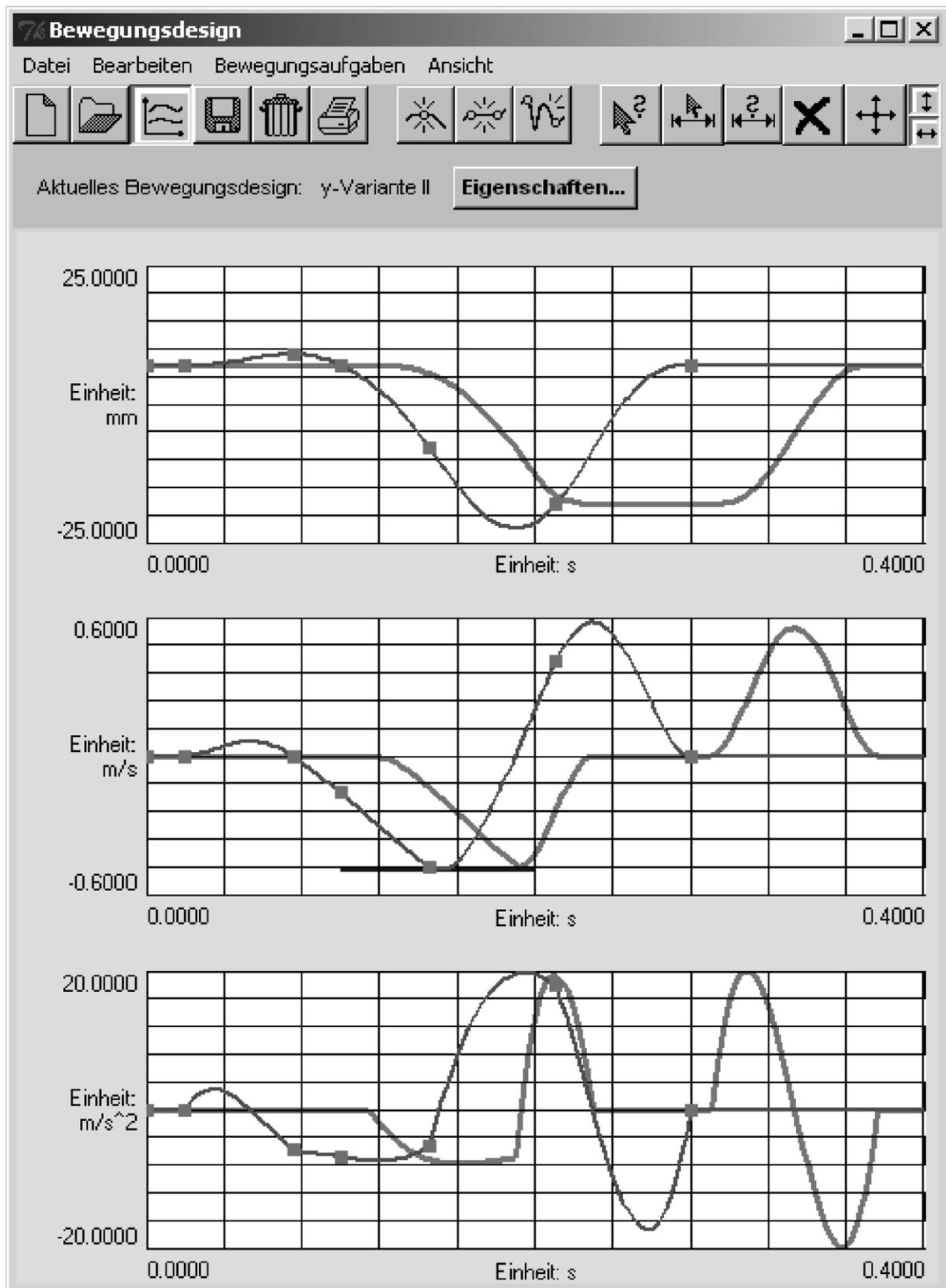


Bild 4: Arbeitsfenster für interaktives Bewegungsdesign im Programmsystem **GENESYS**

## 4 Handhabungsbeispiele

Mit zunehmendem Schwierigkeitsgrad demonstrieren die folgenden drei Beispiele den praktischen Einsatz des interaktiven Bewegungsdesigns mit verketteten Polynomabschnitten. Dabei werden zunächst im Sinne von Lehrbeispielen für zwei Anwendungsfälle die hier exemplarisch gewählten Randbedingungen soweit im Einzelnen angegeben und die konkrete Vorgehensweise erläutert, dass der Bearbeitungsablauf ggf. mit eigener Software nachvollziehbar und im Ergebnis vergleichbar wird. Das letzte Beispiel zeigt als Ausblick einen konkreten Anwendungsfall, bei dem im Rahmen einer getriebetechnischen Gesamtaufgabe eher die Klärung und Bereitstellung der Bewegungsanforderungen den Schwerpunkt bildete als das anschließend damit durchgeführte Bewegungsdesign.

### 4.1 Schrittbewegung mit tolerierter Rast

Gemäß Bild 5 soll eine Schrittbewegung gestaltet werden, die in einer Periodendauer von  $T_P = 1$  s einen Hubweg  $s_H = 100$  mm zurücklegt. Dabei soll in einem Zeitanteil von 40 %, also während einer Rastdauer von  $T_R = 400$  ms ein Stillstand erfolgen. Dieser muss jedoch nicht exakt eingehalten werden, sondern es soll in der Rastzeit eine kleine Toleranzbreite von insgesamt  $h_R = 1$  mm, also nur 1% des Hubes, als Differenz der extremalen Abweichungen von einer mittleren Stillstandslage erlaubt sein.

Für die Darstellung des Bewegungsverlaufs in Bild 5 wurde der Zeitpunkt  $t = 0$  als Mitte der Rastzeit  $T_R$  und der Wegwert  $s = 0$  als mittlere Stillstandslage gewählt. Die grau dargestellten Verläufe  $s_I$ ,  $s_I'$  und  $s_I''$  zeigen zum Vergleich eine klassisch ausgelegte Rast-in-Rast-Bewegung mit Polynomübergang 5. Grades bei einer exakten Rast der verlangten Dauer. Im Weg-Diagramm oben links ist prinzipiell und daneben rechts in einem stark vergrößerten Ausschnitt maßstäblich mit grauen Balken das zugelassene Toleranzband der Rasterfüllung angedeutet. Als Optimierungsziel wird bei gleich bleibender Periodendauer  $T_P = 1$  s ein möglichst glatter Beschleunigungsverlauf mit möglichst geringen Maximalwerten und geringen maximalen Steigungen, also geringen maximalen Ruckwerten angestrebt. Dies ist natürlich nur eine qualitative, unscharfe, aber eben durchaus praxistypische Formulierung des Optimierungsziels. Oft ist es gerade am Anfang einer Bewegungsoptimierung gar nicht genauer möglich, angestrebte oder zugelassene Werte für die möglichen, jeweils relevanten Beurteilungskriterien anzugeben, und noch weniger deren relative Gewichtung in einer Gesamtwertung. Sehr wohl hat aber ein Bewegungsdesigner mit etwas Erfahrung meist ein recht gutes Gefühl, ob ihm für die jeweiligen Einsatzbedingungen ein ausgestalteter Bewegungsverlauf „gefällt“ bzw. was er daran mit welcher Tendenz gerne verändern und inwieweit er dabei meist notwendige negative Veränderungen bei anderen Kriterien in Kauf nehmen würde.

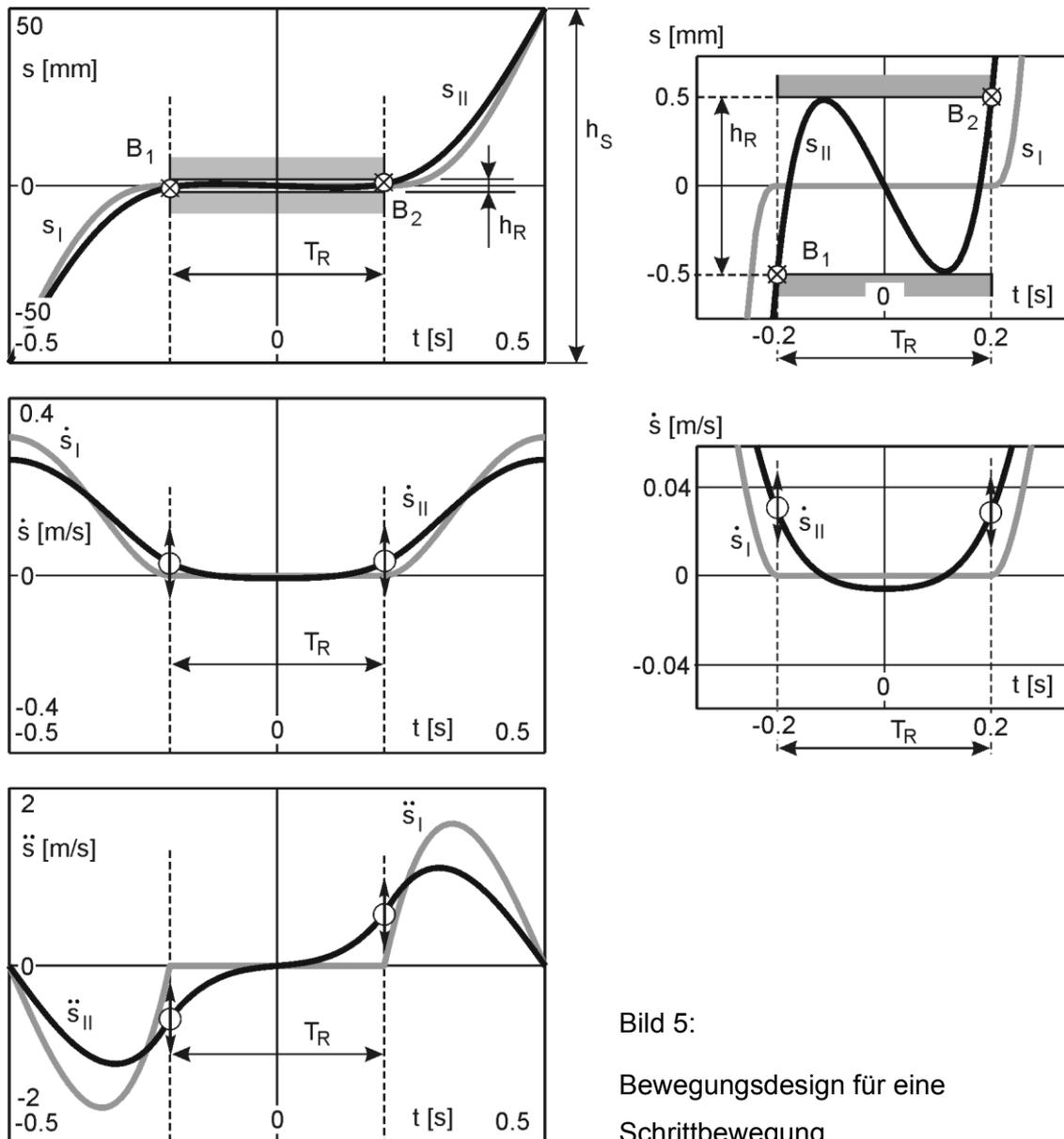


Bild 5:  
Bewegungsdesign für eine  
Schrittbewegung

Zur Entwicklung eines in diesem Sinne „optimierten“ Bewegungsverlaufs  $s_{II}$  im Rastbereich wurden zwei allgemeine Bewegungspunkte B1 und B2 am Anfang und am Ende der verlangten Rastzeit vorgegeben. Zur optimalen Ausnutzung der zugelassenen Lagetoleranz ist es wohl nahe liegend, deren Lagewert von vorneherein beim Einlauf in die Rast von unten am unteren und beim Auslauf nach oben am oberen Rand der zulässigen Lagetoleranz fest vorzugeben. Es müssen dann nur noch die Geschwindigkeits- und die Beschleunigungswerte dieser Vorgabepunkte interaktiv variiert werden, bis der Gesamtverlauf der Bewegung befriedigend ist. In Bild 5 und allen folgenden Diagrammen sind zur Verdeutlichung bei den für das Bewegungsdesign benutzten Bewegungspunkten tatsächlich vorgegebene oder im Sinne der Aufgabestellung von vorneherein sinnvoll wählbare „Festvorgaben“ durch einen diagonal durchkreuzten Kreis und „Variationsvorgaben“ durch Kreise mit Pfeilen für die

Variationsrichtung markiert. Dabei verbleiben hier wegen der Symmetrie der Aufgabenstellung mit sinnvoller Weise gleichen Beträgen der beiden festzulegenden Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte letztlich nur noch zwei wirklich freie Parameter.

Sehr schnell findet man mit etwas „Bewegungsgefühl“ beim interaktiven Variieren dieser Werte intuitiv heraus, wie man durch eine gewisse „Pendelbewegung“ im Rastbereich das Ergebnis verbessern kann, und erhält so z.B. den als  $s_{II}$  schwarz gezeichneten Ergebnisverlauf mit gerade an die Grenze des zulässigen Bereichs gehender Ausnutzung der Rasttoleranz und praktisch knickfreiem Beschleunigungsverlauf.

Im Ergebnis wird so gegenüber dem klassischen Rast-in-Rast-Übergang mit einem Polynom 5. Grades und exakter Rast die Maximalgeschwindigkeit um 16% geringer, die Maximalbeschleunigung um 31% und der maximale Ruckwert um 59%.

## 4.2 Auslegung einer Bahnführung

Analog zum Beispiel „Schoko-Einleger“, aber zur Demonstration mit etwas einfacheren Anforderungen, soll die Auslegung einer ebenen, zur  $y$ -Achse symmetrischen Bahnführung betrachtet werden. Gemäß der grau gezeichneten Kurve  $k_I$  in Bild 6 soll die Bahnkurve zunächst im Ursprung des  $x,y$ -Systems beginnen, dann bis  $x = 500$  mm entlang der  $x$ -Achse verlaufen, dort sich von der  $x$ -Achse lösen, anschließend um die markierten Punkte  $P_1$  und  $P_2$  herum bei  $x = -500$  mm wieder in die  $x$ -Achse einmünden und letztlich entlang dieser bis zum Ursprung zurück laufen. Die 1000 mm lange Gerade auf der  $x$ -Achse von  $x = -500$  mm bis  $x = 500$  mm soll zunächst mit exakt konstanter Geschwindigkeit  $x = 1$  m/s, also in 1 s, durchlaufen werden und die Gesamtdurchlaufzeit soll 3 s betragen.

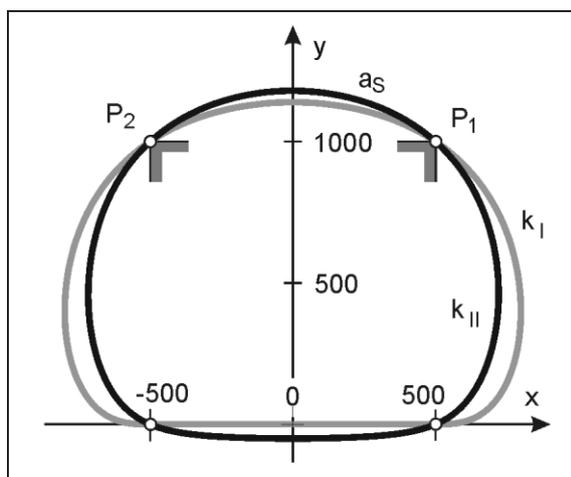


Bild 6:  
Bahnformen einer ebenen Bahnführung

Als Aufgabenstellung sollen für entsprechende vorgesehene Antriebe die zeitlichen Verläufe der Bewegungskomponenten in  $x$ - und  $y$ -Richtung ausgelegt werden und als Optimierungsziel seien wieder – qualitativ wie im Beispiel „Schrittbewegung“ – zunächst geringe Maximalgeschwindigkeiten, geringe Maximalbeschleunigungen, geringe maximale Ruckwerte und möglichst glatte Beschleunigungsverläufe angestrebt. Als zusätzliches Ziel für die Abstimmung beider Verläufe untereinander soll darüber hinaus aber gefordert sein, dass beide Verläufe gleiche Maximalbeschleunigungen erreichen. Weil bei dieser Aufgabe eine Reduktion der Maximalbeschleunigung für eine der beiden Bewegungskomponenten immer nur zu Lasten der anderen möglich ist, garantieren gleiche Maximalwerte auch den insgesamt kleinsten Maximalwert.

Bild 7 zeigt parallel den Bewegungsverlauf für die  $x$ - und die  $y$ -Komponente der Auslegungsvariante I. Für eine übersichtliche Darstellung der folgenden Überlegungen wurde als Zeitpunkt  $t = 0$  das Durchlaufen des Scheitelpunktes der symmetrischen Bahn auf der  $y$ -Achse gewählt. Der Start im Ursprung beginnt somit bei  $t = -1.5$  s und die Periode endet mit dem Wiedererreichen des Ursprungs bei  $t = +1.5$  s.

Die verlangte exakte Geradföhrung mit exakt konstanter Geschwindigkeit wird zunächst herbeigeföhrt durch die Festvorgabe entsprechender Bewegungspunkte B3, B4 und B5 (gefolgt von B3 in der anschließenden Periode) im  $x$ -Verlauf sowie B8, B9 und B10 (gefolgt von B8) im  $y$ -Verlauf, so dass deren Verbindungen Abschnitte **GG** mit konstanter Geschwindigkeit bzw. Rastabschnitte **RR** ergeben. Offen ist somit nur die Gestaltung der Übergänge zwischen B4 und B5 bzw. B9 und B10. Diese Übergänge werden bestimmt durch die Forderung, um die Punkte  $P_1$  und  $P_2$  herum bzw. – optimal auf kürzest möglicher Bahnkurve – genau durch diese hindurch zu laufen. Dazu muss es in den beiden Bewegungsverläufen für den Punkt  $P_1$  korrespondierende Funktionspunkte geben, bei denen zum gleichen Zeitpunkt die  $x$ -Koordinate den Wert  $x_{P_1}$  und die  $y$ -Koordinate den Wert  $y_{P_1}$  durchläuft, sowie entsprechend ein zweites Paar korrespondierender Funktionspunkte für das Durchlaufen des Punktes  $P_2$ . Wegen der Symmetrie der Aufgabenstellung werden die Funktionspunkte für  $P_1$  und  $P_2$  im Übrigen bei gleichen Zeitbeträgen vor und nach dem Zeitpunkt  $t = 0$  durchlaufen. Darauf aufbauend werden im  $x$ -Verlauf die Bewegungspunkte B1 und B2 mit den Lagewerten  $x_{P_1}$  und  $x_{P_2} = -x_{P_1}$  als Festvorgabe bei zunächst beliebigen Zeitpunkten, aber symmetrisch zu  $t = 0$  vorgegeben und zugeordnet im  $y$ -Verlauf bei den gleichen Zeitpunkten die Bewegungspunkte B6 und B7 mit den Lagewerten  $y_{P_1} = y_{P_2}$ . Zwischen diesen Bewegungspunkten durchläuft die Bahnkurve dann von  $P_1$  bis  $P_2$  ihren Scheitelabschnitt  $a_S$  in der Zeitspanne  $T_S$  und nur dieser Zeitwert ist der einzige freie Parameter der 4 Bewegungspunkte B1, B2 und B6, B7 in den Lageverläufen.

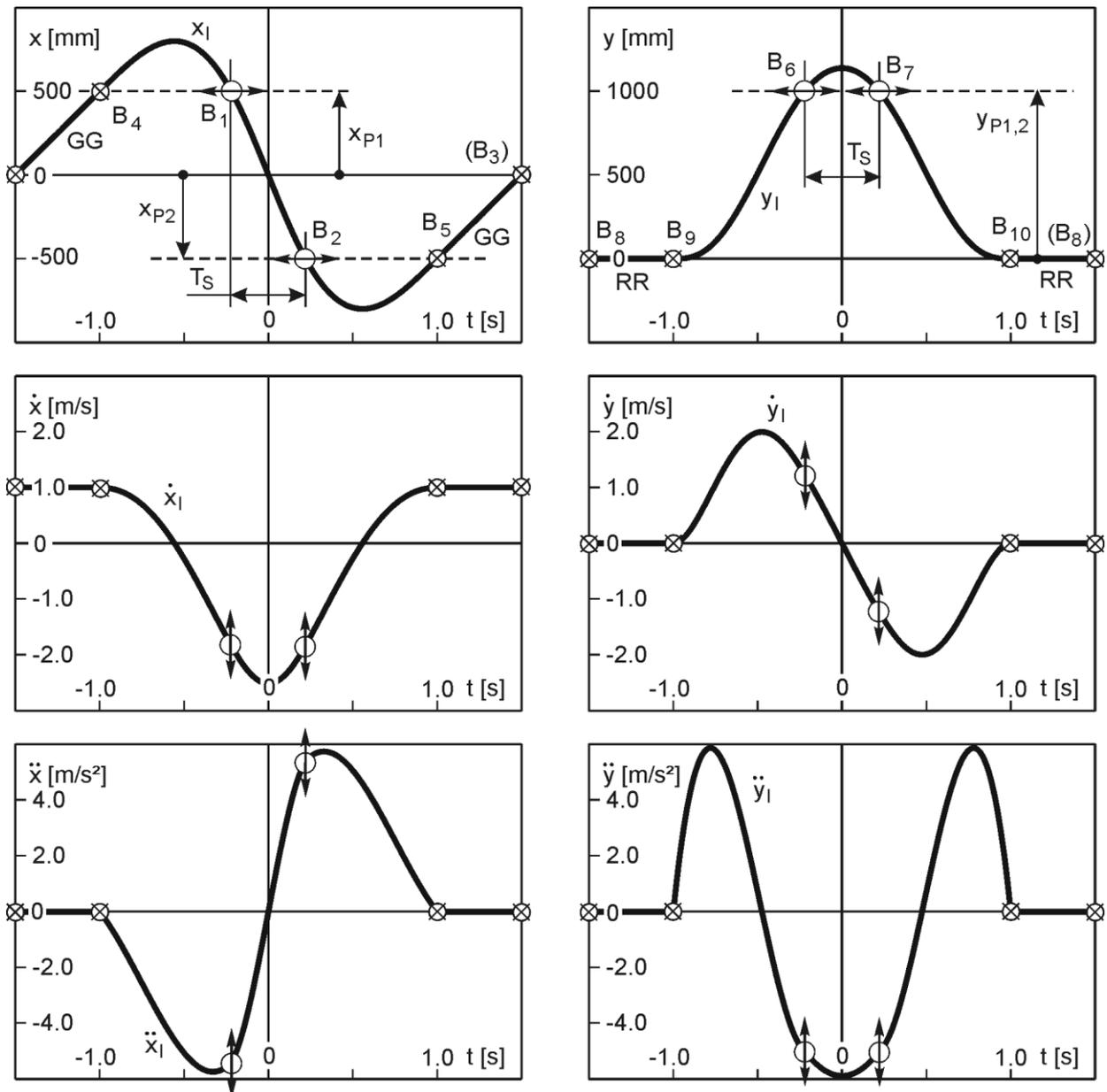


Bild 7: Auslegungsvariante I der Bahnführung

Bei einer zunächst mehr oder weniger willkürlicher Wahl von  $T_S$  können dazu passend sehr schnell wieder interaktiv jeweils günstige Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorgaben gefunden werden, die „schöne“ Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe ergeben, aber man erhält so noch keine gleichen, jeweils kleinstmöglichen Maximalbeschleunigungen. Eine kurze Zeitspanne  $T_S$  bewirkt naturgemäß eine hohe Maximalgeschwindigkeit der  $x$ -Komponente im Scheitelabschnitt der Bahnkurve und dafür vorher und nachher hohe Maximalbeschleunigung. Umgekehrt senkt eine längere Zeitspanne  $T_S$  die Maximalbeschleunigung der  $x$ -Komponente, aber dadurch wächst nun nach einer analogen Überlegung wiederum die Maximalbeschleunigung der  $y$ -Komponente. Die Optimierungsaufgabe besteht somit darin, iterativ diejenige Zeitspanne  $T_S$  zu finden, bei der mit jeweils optimaler iterativer

Anpassung der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorgaben etwa gleiche und damit insgesamt minimale Beschleunigungsmaxima im  $x$ - und im  $y$ -Verlauf auftreten. Obwohl dieser Prozess hier in der Beschreibung vielleicht relativ kompliziert klingt, ist er de facto mit einem handlichen Programm rein interaktiv in ein paar Minuten durchführbar und liefert so das in Bild 7 gezeigte Ergebnis.

Weitere nennenswerte Verbesserungen können dann nur noch erzielt werden, wenn gemäß der in Bild 8 gezeigten Auslegungsvariante II auf die exakte Geradführung und/oder auf die exakt konstante Geschwindigkeit verzichtet wird.

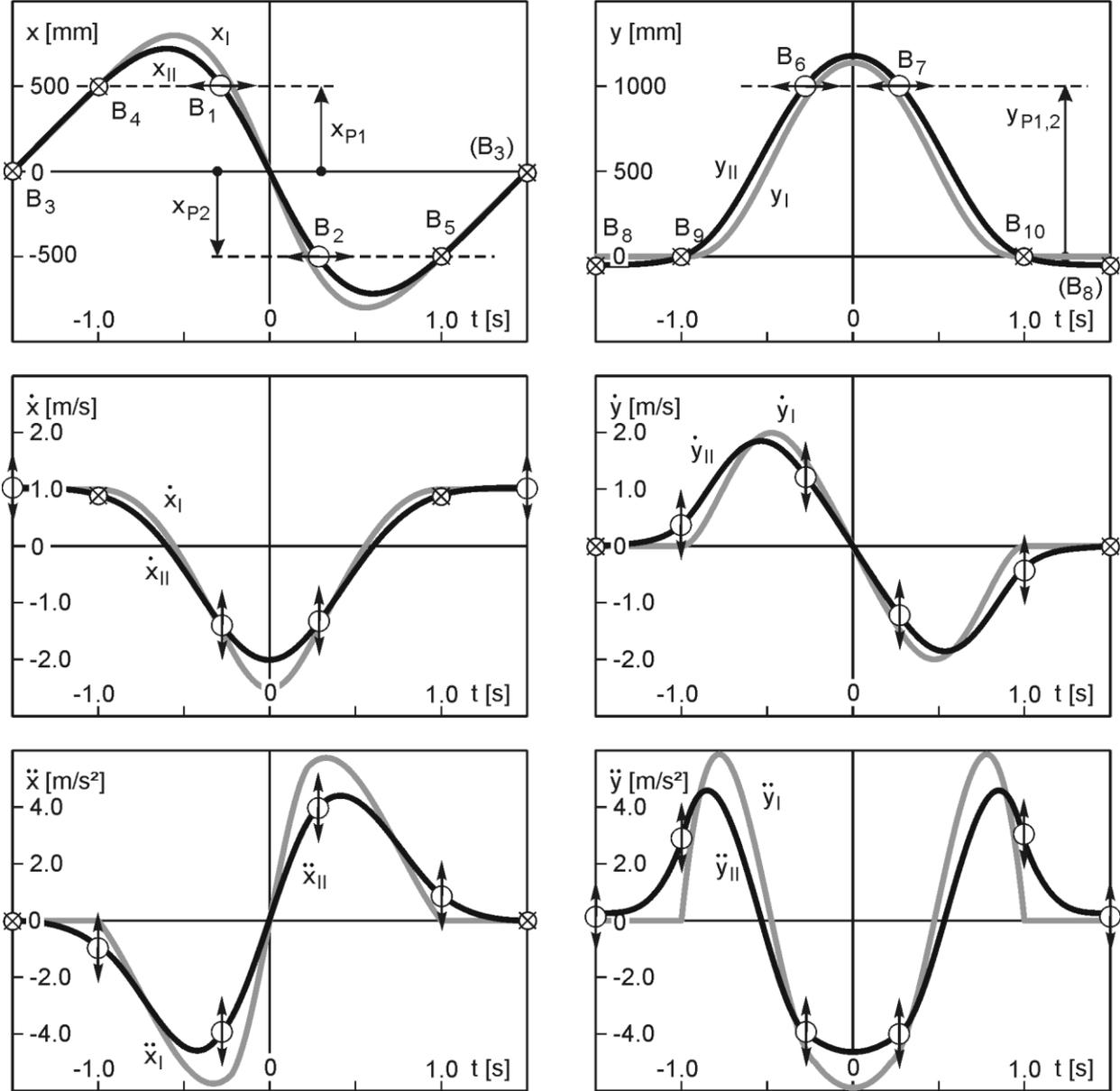


Bild 8: Auslegungsvariante II der Bahnführung

Dabei wurde exemplarisch vorgegeben, dass für den Geschwindigkeitsabschnitt der  $x$ -Komponente wenigstens die mittlere Geschwindigkeit weiterhin exakt erfüllt wird und an den Rändern die Geschwindigkeit nicht tiefer als auf 90% des Mittelwertes von 1 m/s absinken darf. Damit ergeben sich dann wenigstens die gleichen Lage-Festvorgaben wie bisher für die Bewegungspunkte B3 und B4 sowie entsprechend für B5 und wieder B3 und auch eine Festvorgabe – nämlich der zulässige Minimalwert 90% – für den Geschwindigkeitswert von B4 bzw. B5. Letztlich kann in der  $x$ -Bewegung auch der Beschleunigungswert von B3 aus Symmetriegründen fest mit Null vorgegeben werden.

Für die Geradföhrung auf der  $x$ -Achse wurde vorgegeben, dass sie weiterhin die Endpunkte bei  $x = 500$  mm und  $x = -500$  mm exakt durchlaufen soll, aber ansonsten unterhalb der  $x$ -Achse in einem flachen Bogen mit einer maximalen Abweichung von 50 mm in negativer  $y$ -Richtung verlaufen darf. Damit liegen auch die Lagewerte von B8 und B9 sowie entsprechend B10 fest und der Geschwindigkeitswert von B8 muss aus Symmetriegründen Null sein.

Alle übrigen Parameter der Bewegungspunkte B3, B4, B5 sowie B8, B9 und B10 sind nun aber in gewissen Grenzen variabel und natürlich müssen damit auch für die wesentlichen Haupt-Gestaltungspunkte B1 und B2 sowie B6 und B7 zur Abstimmung der beiden Bewegungskomponenten untereinander deren freie Parameter neu „zurecht gefummelt“ werden. Dennoch ist es erstaunlich, wie schnell man intuitiv „erfühlt“, wie die Auswirkungen der einzelnen Parameter voneinander abhängen und an welchem Parameter man wie „zupfen“ muss, um ein insgesamt „schönes“ Ergebnis wie die in Bild 8 gezeigte Auslegungsvariante II zu erzielen. Durch die zugelassenen Toleranzen konnten darin im Vergleich mit der noch einmal grau eingezeichneten Auslegungsvariante I aus Bild 7 nicht nur alle interessierenden Maximalwerte deutlich gesenkt, sondern auch an allen Bewegungspunkten praktisch knickfreie Beschleunigungsanschlüsse realisiert werden.

#### **4.3 Siegelzange mit Antrieb durch eine Kurbelschwinge**

Die Bilderfolge (1) bis (4) in Bild 9 zeigt als Baugruppe in einer Verpackungsmaschine den Aufbau und den Funktionsablauf einer Siegelstation mit einer vorgeschalteten Kurbelschwinge. Deren Kurbel  $A_0A$  soll umlaufend durch einen Servo-Motor gesteuert angetrieben und die dazu erforderliche Drehbewegung  $\varphi(t)$  hier ausgelegt werden. Wie vorne schon angekündigt, bildet hier eher die Klärung und Bereitstellung der Bewegungsanforderungen den Schwerpunkt als das damit dann relativ einfach durchführbare Bewegungsdesign selber.

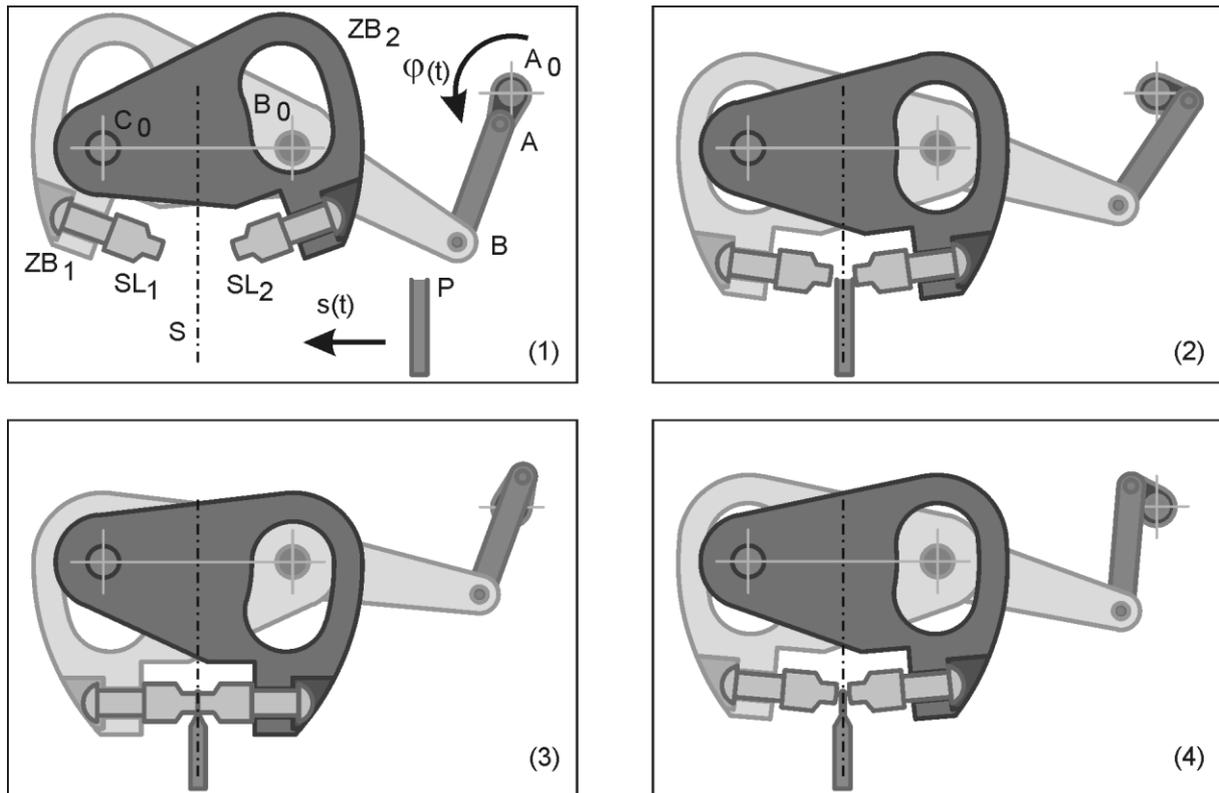


Bild 9: Siegelstation mit Antrieb durch eine Kurbelschwinge

Versiegelt werden an ihrer oberen Öffnung beutelförmige Produkte  $P$ , die mit einer bestimmten Teilung durch ein hier nicht dargestelltes, mechanisches Schrittgetriebe mit einer gegebenen Vorschubbewegung  $s(t)$  von rechts nach links transportiert werden. Wenn sich der Beutel auf der angedeuteten Symmetrielinie  $S$  im Arbeitsbereich der Zange befindet, kommt er zum Stillstand und die Zange schließt sich. Die im Drehpunkt  $B_0$  gelagerte linke Zangenbacke  $ZB_1$  wird dazu von einer Kurbelschwinge  $A_0ABB_0$  angetrieben. Die Drehung der linken Zangenbacke  $ZB_1$  wird durch ein weiteres, nicht gezeigtes Teilgetriebe exakt gegensinnig auf die in  $C_0$  gelagerte, exakt symmetrisch ausgebildete rechte Zangenbacke übertragen. In den beiden Backen sind in Schubführungen die eigentlichen beheizten Siegelleisten  $SL_1$  und  $SL_2$  gelagert und gegen vorgespannte Federn um einen kleinen Weg verschieblich. Beim Schließen der Zange treffen die Siegelleisten schon aufeinander bevor die Backen in der inneren Totlage der Kurbelschwinge ihre Umkehrstellungen erreichen, klemmen den Beutel dadurch beginnend mit ihrer Vorspannkraft zunehmend ein und erzeugen so die Siegelnaht.

Bild 9(1) zeigt die antreibende Kurbelschwinge in ihrer äußeren Totlage. Die Backen sind dadurch maximal geöffnet. Der nächste zu siegelnde, noch offene Beutel befindet sich zu diesem Zeitpunkt um eine halbe Teilung der transportierten Beutelreihe rechts von der Symmetrielinie  $S$  der Zange, während der letzte vorher versiegelte Beutel bereits nach links

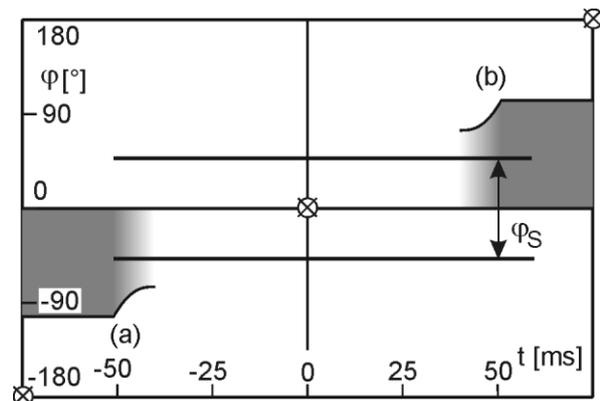
aus dem Bild gewandert ist. Das nächste Bild 9(2) zeigt die Situation ganz kurz bevor der Beutel in der Siegelposition zur Ruhe kommt. Die Siegelbacken mussten dafür lange genug hinreichend offen bleiben, damit der Beutel ohne vorherige Kollision in den Siegelbereich gelangen konnte, und die Backen dürfen sich nur so schnell schließen, dass die rechte Siegelleiste dabei gerade hinter der rechten oberen Kante des noch offenen Beutels her läuft, ohne dabei zu früh vor dem Kontakt mit der Gegenleiste das Beutelmateriale zu berühren. Erst ganz kurz bevor der Beutel wirklich seine Siegelposition erreicht hat, dürfen die Backen soweit geschlossen werden, dass sie Kontakt bekommen und die Siegelung damit beginnt. Das tritt aber schon bei einem gewissen Antriebswinkel der Kurbel zwischen den Stellungen in Bild 9(2) und Bild 9(3) auf, das die Kurbelschwinge in ihrer inneren Totlage mit maximaler Einfederung der Siegelleisten zeigt. Beim Weiterlaufen der Kurbel öffnen sich die Backen wieder und es wird die in Bild 9(4) gezeigte Position erreicht, in der der Beutelvorschub gerade wieder eingesetzt und den Beutel schon um ein kleines Stück aus der Siegelposition heraus nach links verschoben hat. Dabei müssen die Siegelbacken durch die antreibende Kurbelschwinge bereits wieder soweit geöffnet sein, dass die Siegelleisten keinen Kontakt mehr mit dem oben nun verschlossenen Beutel haben, und bei dessen zunehmend schneller werdender Vorschubbewegung nach links muss die Öffnung der Backen so schnell erfolgen, dass die linke Siegelleiste schnell genug vor dem Beutel herläuft, bis sie so weit ausgeschwenkt ist, dass keine Kollisionsgefahr mehr besteht.

Passend zu dem mechanisch erzeugten, fest vorgegeben Verlauf  $s(t)$  des Beutelvorschubweges über der Zeit muss die Sollvorgabe  $\varphi(t)$  für den Kurbelantrieb nun so ausgelegt werden, dass die erläuterten Kollisionsmöglichkeiten vermieden werden, aber trotzdem bei einer gegebenen Taktzeit eine möglichst lange Siegelzeit  $T_S$  erreicht wird. Das ließe sich natürlich leicht erreichen, wenn man die Kurbel zunächst mehr oder weniger in der äußeren Totlage beließe, und erst dann, wenn der Beutel tatsächlich in der Siegelposition zum Stillstand gekommen ist, sehr schnell die Kurbel in die innere Totlage brächte und damit die Backen schließen würde. Während des Stillstands des Beutels würde man dann auch die Kurbel mehr oder weniger in der inneren Totlage stehen lassen, und sie erst ganz kurz, bevor sich der Beutel wieder in Bewegung setzt, schnell weiter drehen bis sie in der äußeren Totlage die Backen wieder voll geöffnet hat. Das wäre natürlich eine schlechte Lösung und deshalb wird ein Bewegungsablauf gesucht, der auf günstigere Weise eine möglichst lange Siegelzeit erreicht.

Die notwendige Voraussetzung dafür ist eine klare Darstellung der von der Kurbel zu erfüllenden Lageanforderungen, z.B. in Form von Bild 10. Dieses bildet gewissermaßen den „Rahmen“, in den anschließend die Kurbelbewegung „hinein gestaltet“ werden kann, der aber vorher erst einmal erarbeitet werden muss. Als Koordinatenachsen dienen die Zeit  $t$  von

$t = -75$  ms bis  $t = +75$  ms für eine hier zugrunde gelegte Periodendauer von 150 ms und darüber der Drehwinkel  $\varphi$  der Antriebskurbel für einen vollen Umlauf von  $\varphi = -180^\circ$  bis  $\varphi = +180^\circ$ . Der Zeitpunkt  $t = 0$  soll der Getriebebestellung in Bild 9(3) entsprechen, also der Mitte der Siegelphase mit  $\varphi = 0^\circ$  für die Kurbelstellung in der inneren Totlage bei maximal geschlossenen Backen. Der auszulegende Verlauf der Kurbeldrehung beginnt danach in diesem Diagramm unten links und verläuft nach oben rechts.

Bild 10:  
Bewegungsanforderungen für den  
Kurbelantrieb

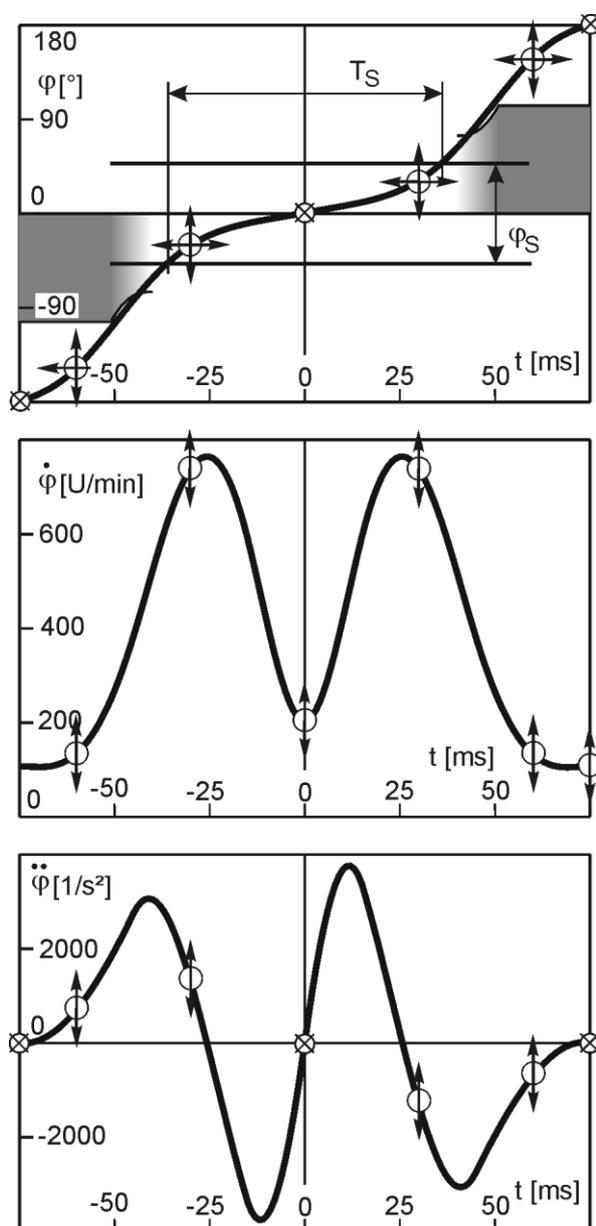


Die weiteren Eintragungen bedürfen zu ihrer Bereitstellung mehr oder weniger aufwändiger Voranalysen des vorliegenden Getriebes und werden deshalb hier nur im Ergebnis erläutert. Zunächst bezeichnen die beiden waagrechten Linien mit dem Abstand  $\varphi_S$  die Kurbelstellungen, bei denen sich – aus der Öffnungsstellung kommend – die Siegelbacken erstmalig berühren und – nach Durchlauf durch die Schließstellung – wieder von einander lösen. Dazwischen liegt der Kurbelwinkelsektor  $\varphi_S$ , in dem Siegelung erfolgt, und das heißt, dass der Verlauf der Kurbelbewegung möglichst früh von unten links in diesen Bereich eintreten und ihn erst möglichst spät nach oben rechts verlassen soll.

Die grau schattierten Flächen kennzeichnen diejenigen Zonen, in denen die Siegelbacken nicht erlaubten Kontakt mit dem Beutelmateriale hätten, und – auslaufend schattiert – diejenigen Bereiche, in denen zugunsten einer technologisch sauberen Siegelung der Kontakt durch Eintreten in den jeweiligen Bereich erst möglichst spät beginnen bzw. durch Austreten möglichst früh enden sollte. Von besonderer Bedeutung sind die mit (a) und (b) markierten Ecken und die anschließenden gekrümmten Bereichsgrenzen. Auf keinen Fall darf der gesuchte Verlauf  $\varphi(t)$  vor der Ecke (a) in die dortige Kollisionszone eintreten und spätestens bei der Ecke (b) muss er die dortige Kollisionszone wieder verlassen haben. Der gekrümmte Rand der linken Kollisionszone bei (a) gibt an, bei welchem Verlauf von  $\varphi(t)$  sich beim Einlauf des Beutels die rechte Siegelleiste gerade berührend hinter diesem schließen würde, und der gekrümmte Rand der rechten Kollisionszone bei (b) gekennzeichnet denjenigen Verlauf

$\varphi(t)$ , bei dem die linke Siegelleiste in der Auslaufphase gerade noch berührend vor dem Beutel her läuft

Nach diesen Vorklärungen bietet das eigentliche Bewegungsdesign keine besonderen Schwierigkeiten mehr. Gemäß Bild 11 können die Bewegungspunkte für die Totlagen der Kurbel im Lageverlauf mit  $\varphi = \pm 180^\circ$  sowie  $\varphi = 0^\circ$  und im Beschleunigungsverlauf mit Null fest vorgegeben werden. Vier weitere, paarweise symmetrische Bewegungspunkte etwa in den angedeuteten Positionen bieten dann eine gute Handhabe, schnell zu erkennen, welche Vorgabevariationen sich wie auswirken, und den Bewegungsverlauf  $\varphi(t)$  gezielt so zu gestalten, dass ein möglichst günstig erscheinender Kompromiss aller relevanten Anforderungen erreicht wird.



Exemplarisch zeigt Bild 11 eine Bewegungsführung, die sich mit dem Ziel einer möglichst langen Siegelzeit  $T_S$  möglichst knapp am Kollisionsrand entlang bewegt.

Bild 11:  
Bewegungsdesign für den Kurbelantrieb

## 5 Literatur

- [1] VDI 2143 – Blatt 1 und 2:  
*Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe – Theoretische Grundlagen (Blatt 1) und Praktische Anwendung (Blatt 2).*  
Düsseldorf: Verein Deutscher Ingenieure, 1980 und 1987
- [2] Braune, R.: *Bewegungs-Design – Eine Kernkompetenz des Getriebetechnikers.*  
In: VDI-Berichte 1567, S. 1-23. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2000
- [3] Braune, R.: *Bewegungs-Design mit interaktiver Variation von Stützwerten – Intuitive Bewegungsoptimierung durch Ausnutzung zugelassener Gestaltungsspielräume.*  
In: VDI-Berichte 1966, S. 47-76. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2006
- [4] Leibniz Universität Hannover, Institut für Getriebetechnik  
[www.ifg.uni-hannover.de](http://www.ifg.uni-hannover.de)
- [5] Vujevic, A.: *Bewegungs-Design und Geometrieverarbeitung in einem getriebetechnischen Softwaresystem.*  
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 20, Nr. 414. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2008.

Nutzungsrecht für das Programmsystem GENESYS kostenlos erhältlich  
über Prof. i.R. Dr.-Ing. R. Braune  
c/o Leibniz Universität Hannover; Institut für Getriebetechnik