



**universitätsverlag**  
*ilmenu*

---

*Ebert, Falk; Berger, Maik:*

**Statischer Kraftausgleich mit Bandgetrieben und Federn**

**URN:** urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-231-8

**URL:** <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-231-8>

---

***Erschienen in:***

10. Kolloquium Getriebetechnik : Technische Universität Ilmenau, 11. - 13. September 2013. - Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - S. 231-248. (Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik ; 2)

ISSN: 2194-9476

ISBN: 978-3-86360-065-5 [Druckausgabe]

URN: urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033

URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033>

## STATISCHER KRAFTAUSGLEICH MIT BANDGETRIEBEN UND FEDERN

*Falk Ebert\*, Maik Berger\**

\* TU Chemnitz, Institut für Füge- und Montagetechnik, Professur Montage- und Handhabungstechnik, falk.ebert@mb.tu-chemnitz.de

### Einleitung

Ausgleichsmechanismen mit Federn werden sehr oft zur Reduzierung von Bedienkräften genutzt. Bekannte Beispiele sind im Umfeld der Möbelindustrie bei der Betätigung von Schranktüren, Sesseln oder Tischen zu finden. Ebenso kann ein Kraftausgleich durch Federn auch zur Kompensation statischer Kräfte aus parasitären Steifigkeiten auf einfache Weise dienen.

Um eine passende und i. d. R. nichtlineare Ausgleichskraft zu generieren, ist es erforderlich, die im Allgemeinen linear mit dem Federweg ansteigende Federkraft in einen zur Kompensation erforderlichen Kraft- bzw. Drehmomentverlauf umzuwandeln. Dies ist z. B. durch Getriebe mit nichtlinearer Charakteristik möglich. Jedoch sind die Anpassungsmöglichkeiten bei Verwendung einfacher Koppelgetriebe begrenzt.

Ausgehend von der Darstellung der klassischen Synthese für ein Feder-Bandgetriebe nach HAIN wird in diesem Beitrag ein einfaches Bandgetriebe der Struktur DB~SD zum vollständigen Kraftausgleich beschrieben.

Im Gegensatz zum zeichnerisch geprägten Lösungsansatz für Bandgetriebe mit Federn nach HAIN, das von Anbeginn die Getriebestruktur in den Syntheseprozess einbezieht, wird bei der nun vorgestellten Synthese zunächst eine Übertragungsfunktion in Abhängigkeit der Federparameter durch einen speziellen Optimierungsansatz bestimmt. Im Anschluss erfolgt für eine ausgewählte Bandgetriebestruktur die Maßsynthese der gesuchten und stetig konvex gekrümmten Bandkurvenscheibe. Die zur Generierung der Bandkurvenkontur erforderliche Evolvente wird unter Einbeziehung der

Momentanpollagen neu hergeleitet. Zur Anwendung dieser Methodik im Umfeld der antriebstechnischen Systemsimulation wurden die neu geschaffenen Funktionen in die Software SimulationX integriert. Abschließend wird für eine Oberschrantür die Funktionsweise des Gewichtskraftausgleichs beispielhaft berechnet und experimentell verifiziert.

## **Abstract**

Compensation mechanisms with springs are often used to reduce operating forces. Well-known examples are in the vicinity of the furniture industry in the operation of cabinet doors, tables or chairs. Similarly, a force balance by springs also serves to compensate for static forces from parasitic stiffness in a simple way.

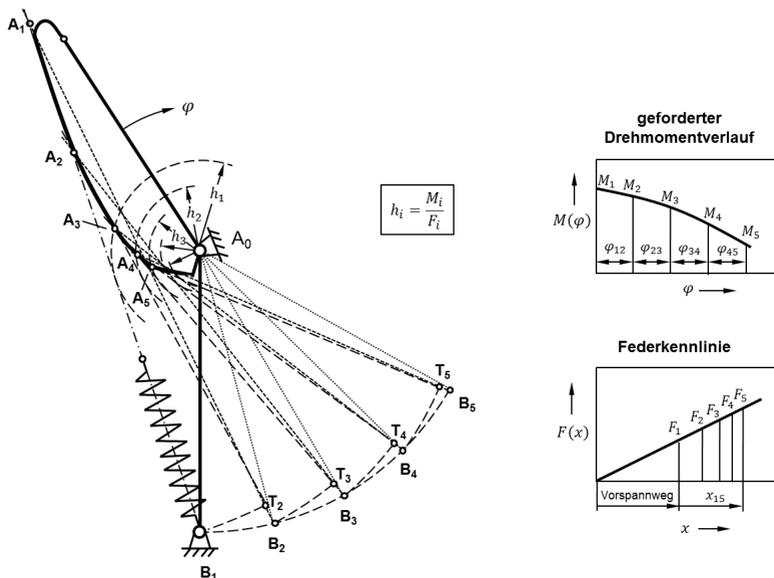
To generate an appropriate and usually non-linear compensating force, it is necessary to convert the generally linear with the travel rising spring force into a force or torque curve required for compensation. This is possible, for example, by gear with non-linear characteristic. However, the customization options are limited when using simple linkage.

Starting from the presentation of the classical synthesis of a spring-band transmission of HAIN a simple band structure of transmission DB~SD to the full force balance is described in this paper.

In marked contrast to the approach to the drawing band transmission with springs that includes transmission structure from the outset in the synthesis process, wherein the synthesis is first of all now presented a transfer function. It's determined in dependence on the parameters of the spring by a specific optimization approach. After the determination of the transfer function is a selection of the transmission band structure. Here, the synthesis of this and continuously convexly curved band cam is performed. The required to generate the band contour curve involute is derived taking into account the new instantaneous location. The newly created functions were integrated into the system simulation for the application of this methodology in the field of drive engineering system simulation. Finally, the function of the weight balance is exemplified calculated and experimentally verified by upper cabinet door.

## 1 Verfahren zur Synthese von Bandgetrieben mit Federn nach Hain

Die Synthese für eine einfache Bandgetriebestruktur mit einer im Zugmittel angeordneten Zugfeder geht auf die Arbeiten von HAIN zurück. In [1] beschreibt er ein Verfahren zur Erzeugung der Bandkurvenscheibenkontur bei dem ein geforderter Drehmomentverlauf, der Gestelllagerabstand und eine angenommene Federkennlinie vorgegeben wird.



**Abb. 1:** Konstruktion einer Bandkurve für ein Ausgleichsgetriebe mit Bandkurvenscheibe und Feder nach Hain

Der in Abb. 1 gezeigte Entwurf schreibt vor, zunächst den Gestellpunkt  $B_1$  entgegengesetzt der Kurvenscheibendrehrichtung um  $A_0$  in ausreichend kleinen Intervallabschnitten von  $\varphi$  zu drehen. Im Federdiagramm einer gewählten Feder wird für die vorliegende erste Stellung eine Kraft  $F_1$  angenommen und durch das vorgegebene Drehmoment  $M_1$  mit der Gleichung  $h_1 = M_1/F_1$  der wirksame Hebelarm bestimmt und als Kreisbogen um  $A_0$  angetragen. Anschließend wird eine Tangente an den Kreisbogen durch den Punkt  $B_1$  angelegt und der Kontaktpunkt  $A_1$  an der vermuteten Seilauflagestelle der Bandkurvenscheibe angenommen. Durch

Schlagen eines Kreisbogens um  $A_1$  durch den Punkt  $B_1$  bis zur Verbindungslinie  $A_1$  zu  $B_2$  erhält man den Punkt  $T_2$  und damit den Weg der Federlängung, welche durch Streckenabschnitt  $T_2$  und  $B_2$  verkörpert wird. Durch Antragen der Federlängung im Federdiagramm erhält man die Kraft  $F_2$  für die zweite Getriebestellung und damit auch den wirksamen Hebelarm  $h_2$  berechnet aus  $M_2$  der geforderten Drehmomentkennlinie folgt. Durch erneutes Anlegen einer Tangente an den Radius von  $h_2$  und durch  $B_2$  ergibt sich der Kontaktpunkt  $A_2$  als Schnittpunkt mit der Verbindungslinie  $A_1$  zu  $B_1$ . Das Verfahren wird schließlich solange fortgeführt, bis die vollständige Bandkurve bestimmt ist. Gegebenenfalls werden im Nachgang Korrekturen der Lage von  $A_1$  oder der Federkennlinie erforderlich.

## 2 Neues Prinzip zur modularen Synthese von Bandgetrieben mit Elementen

Das klassische zeichnerische Syntheseverfahren nach HAIN setzt von Beginn an die Einbeziehung der gesamten Getriebestruktur voraus. Zudem werden Annahmen für einen Startwert der Kontaktpunktlage getroffen und dessen Lage ggf. im Nachgang auch mehrfach korrigiert. Diese Vorgehensweise ist für einen modularen Aufbau einer rechnergestützten Getriebebibliothek zur Synthese nur wenig tauglich, da für jede Änderung der Getriebestruktur ein neues Modell erforderlich wird.

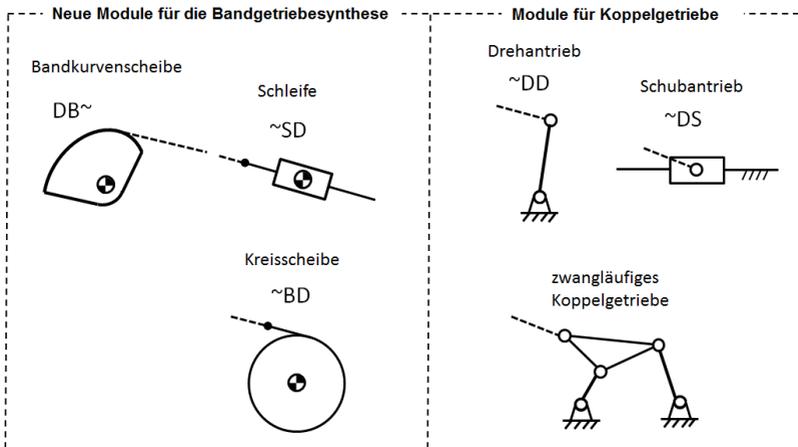
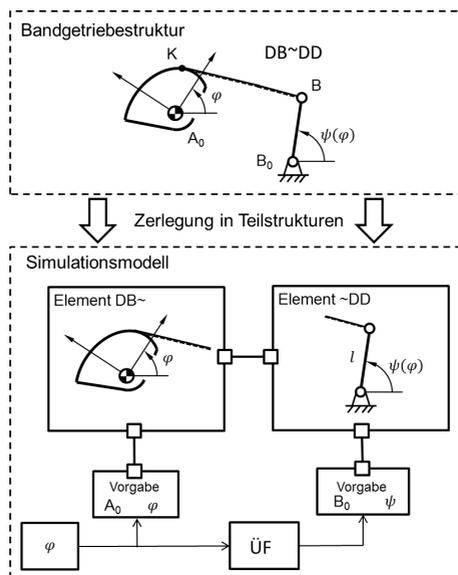


Abb. 2: Module für die Synthese von Bandgetrieben

Daher wurde ein neuer Ansatz erarbeitet, der eine Schnittstelle zwischen der zu generierenden Bandkurvenscheibe und der angeschlossenen Koppelgetriebestruktur im Punkt der Evolvente bildet.

Abb. 2 zeigt im linken Feld die neuen Module für Synthese von Bandgetrieben. Darin enthalten ist das Basismodul zur Berechnung der Bandkurvenscheibe DB~ (Drehgelenk Bandgelenk Band), das Anslusselement ~SD (Band Schubgelenk Drehgelenk) zur Darstellung einer für Feder-Bandgetriebe verwendeten Schleife und die drehbar gelagerte Kreisscheibe ~BD (Band Bandgelenk Drehgelenk). Im rechten Feld befinden sich weitere Anschlussmodule aus der SimulationX Koppelgetriebebibliothek [3]. Mit ihnen lassen sich Bandgetriebe in Kombination mit einer Schwinde, einem Schieber oder einer beliebigen zwangsläufigen Koppelgetriebestruktur darstellen.



**Abb. 3:** Modellierung von Bandgetrieben mit Modulen zur Synthese der Getriebestruktur DB~DD

Das Modulprinzip basiert auf der Zerlegung der Bandgetriebestruktur in Teilgetriebe. Somit können mit wenigen Modulen möglichst viele praxisrelevante Bandgetriebestrukturen mit Dreh- und Schubgelenken

dargestellt werden. Das Bandgetriebebeispiel in der Abb. 3 zeigt ein einfaches Bandgetriebe mit Schwinge als Abtrieb. Zum Einsatz kommen die Module DB~ für die Bandkurvenscheibe und ~DD für die Schwinge. Durch das Verbinden dieser beiden Module wird das vollständige Getriebe dargestellt. Die Verbindungen übertragen die Bewegungsgrößen von Ebenen zwischen den Modulen. Durch Einsteuern der Lagezuordnung der Kurvenscheiben- und der Schwingenebene wird die Syntheseaufgabe durch die kinematische Umkehr und die Evolventen-Evoluten-Beziehung gelöst.

## 2.1 Bestimmung der Übertragungsfunktion für den statischen Kraftausgleich durch Optimierung

Die Bedingung für die Berechnung einer gültigen Übertragungsfunktion zwischen dem Drehwinkel der Bandkurvenscheibe  $\varphi$  und dem Federweg  $x_S(\varphi)$  ist, dass das Produkt aus Federkraft  $c_S x_S(\varphi)$  und wirksamen Hebelarm  $h(\varphi)$  für jede Antriebswinkelstellung gleich dem zum Ausgleich erforderlichen Drehmoment  $M(\varphi)$  ist.

$$M(\varphi) = c_S x_S(\varphi) h(\varphi) \quad (2.1)$$

Der wirksame Hebelarm und der Federweg sind abhängig von der Antriebswinkelstellung. Gleichzeitig entspricht der wirksame Hebelarm der Ableitung des Federwegs nach dem Antriebswinkel  $\varphi$ .

$$h(\varphi) = \frac{dx_S(\varphi)}{d\varphi} = x_S'(\varphi) \quad (2.2)$$

Nach Einsetzen der Gleichung (2.2) in die Gleichung (2.1) erhält man eine Differenzialgleichung (2.3) bei der die gesuchte Übertragungsfunktion 0. Ordnung mit der Übertragungsfunktion 1. Ordnung multiplikativ verknüpft ist. Eine solche Gleichung ist nur für bestimmte Funktionen von  $M(\varphi)$  geschlossen lösbar.

$$M(\varphi) = c_S x_S(\varphi) x_S'(\varphi) \quad (2.3)$$

Im Allgemeinen existieren für einen vorgegebenen Drehmomentverlauf  $M(\varphi)$  und vorgegebene Federrate  $c_S$  vielfältige Lösungen der gesuchten Übertragungsfunktion. Das vorliegende Problem wird daher in ein Optimierungsproblem überführt, indem die gesuchte Übertragungsfunktion  $x_S(\varphi)$  durch eine Ansatzfunktion  $x_A(\varphi)$  substituiert wird. Das in der

Gleichung (2.4) definierte Ziel der Optimierung ist die Minimierung des Fehlerquadrats aus dem vorgegebenen Drehmomentverlauf und dem durch die Ansatzfunktion berechneten Drehmomentverlauf.

$$\text{Min} = \sum_{i=1}^k \{M_i(\varphi_i) - c_S x_A(\varphi) x_A'(\varphi)\} \quad (2.4)$$

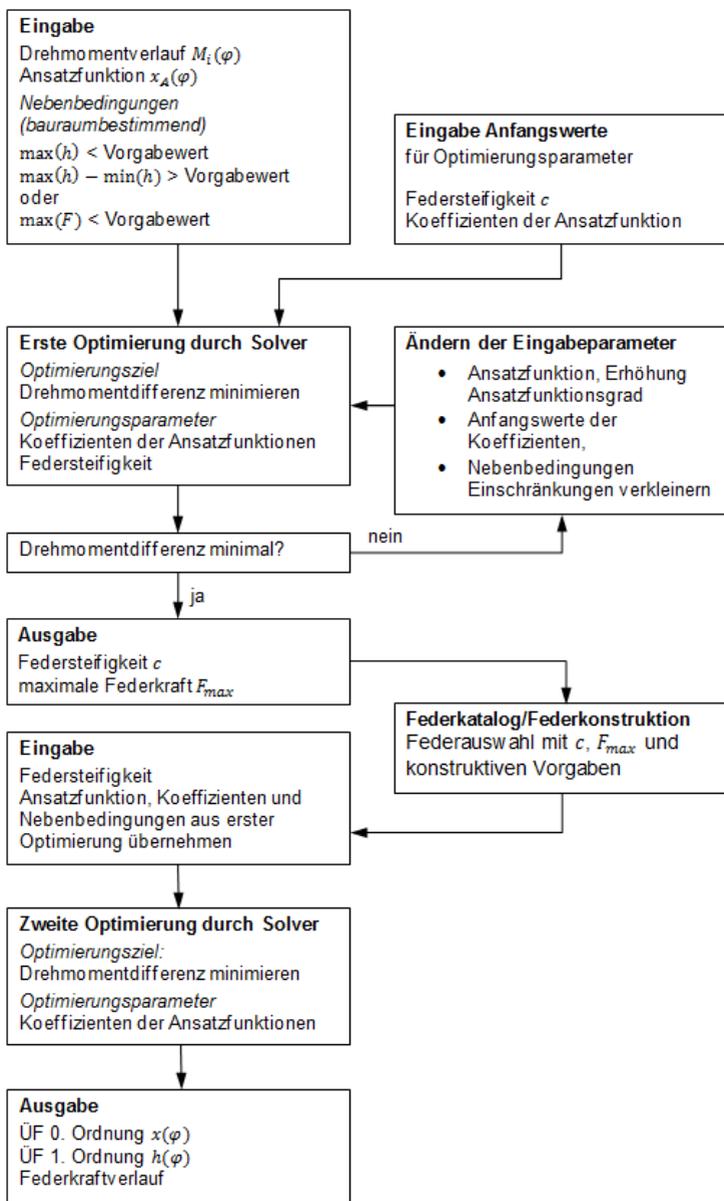
Die Wahl einer geeigneten Ansatzfunktion ist abhängig von:

- der Form des geforderten Drehmomentverlaufs,
- den Nebenbedingungen,
- den Genauigkeitsanforderungen an die Annäherung des vorgegebenen Drehmomentverlaufs und von der
- Getriebestruktur des Ausgleichmechanismus hinsichtlich der Nutzbarkeit für unterschiedliche Übertragungsfunktionen.

Grundsätzlich wurden in den durchgeführten Berechnungen mit Polynomen entsprechend Gleichung (2.5) mit Ansatzgraden von erster bis fünfter Ordnung gute bis sehr gute Ergebnisse erzielt.

$$x_A(\varphi) = a_0 + a_1\varphi + a_1\varphi^2 + \dots + a_n\varphi^n \quad (2.5)$$

Das mehrdimensionale Optimierungsproblem ist mit vielfältigen kommerziell verfügbaren Softwareprodukten lösbar. Für diesen Beitrag wurde auf den unter Microsoft Excel® verfügbaren Solver zur Lösung von linearen und nichtlinearen Optimierungsproblemen zurückgegriffen. Die Optimierungsparameter, Nebenbedingungen und das Optimierungsziel werden auf Zelleneinträge einer Arbeitstabelle referenziert. Der Optimierungsfortschritt kann für jeden Schritt des iterativen Lösungsprozesses beobachtet werden. Der verwendete Lösungsalgorithmus - der Generalized Reduced Gradient Algorithmus (GRG) - ist zur Lösung kontinuierlicher Probleme konzipiert. Die Vorgehensweise der Optimierung ist im Ablaufplan der Abb. 4 erklärt.

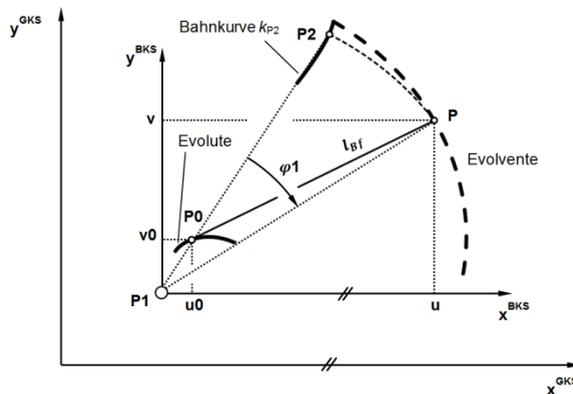


**Abb. 4:** Ablauf zur Bestimmung der Übertragungsfunktion

## 2.2 Kinematik der Bandkurvenscheibe einer DB~ Teilstruktur

Das Modul zur Berechnung der nichtlinearen Bandkurvenkontur enthält die Synthesaufgaben der kinematischen Umkehr und die Evolventen-Evoluten-Beziehung zur Generierung der konvex gekrümmten Bandkurve.

Die **Abb. 5** zeigt die zur Beschreibung der Kinematik verwendeten Koordinatensysteme. Neben dem globalen Koordinatensystem (GKS) existiert das Bezugssystem (BKS) zur Lagebeschreibung der Evolvente und Evolute. Das BKS liegt mit seinem Ursprung im Drehpunkt P1 der Bandkurvenscheibe und ist stets parallel zum GKS ausgerichtet.



**Abb. 5:** Kinematik zur Erzeugung der Bandkurvenscheibe der DB~ Teilstruktur

Im ersten Schritt erfolgt die Berechnung der Evolventenkoordinaten durch das Prinzip der kinematischen Umkehr, indem die Punktkoordinaten von P2 um den Ursprungspunkt P1 des BKS mit negativem Antriebswinkel  $-\varphi$  zurückgedreht werden.

$$u = (x_{P2} - x_{P1})\cos(-\varphi_1) - (y_{P2} - y_{P1})\sin(-\varphi_1) \quad (2.6)$$

$$v = (x_{P2} - x_{P1})\sin(-\varphi_1) + (y_{P2} - y_{P1})\cos(-\varphi_1) \quad (2.7)$$

Im zweiten Schritt werden aus den Evolventenkoordinaten die zugehörigen Evolutenkoordinaten der Bandkurvenkontur mit den Gleichungen (2.8) bis (2.13) berechnet. Die Evolute entspricht der Hüllkurve aller Normalen der Evolventenkurve bzw. der Mittelpunktsbahnkurve des Krümmungskreises entlang der Evolventenkurve.

$$u_0 = u - v' \frac{u'^2 + v'^2}{u' v'' - v' u''} \quad (2.8)$$

$$v_0 = v + u' \frac{u'^2 + v'^2}{u' v'' - v' u''} \quad (2.9)$$

Mit den Ortsableitungen:

$$u' = \frac{du}{d\varphi} \quad (2.10)$$

$$v' = \frac{dv}{d\varphi} \quad (2.11)$$

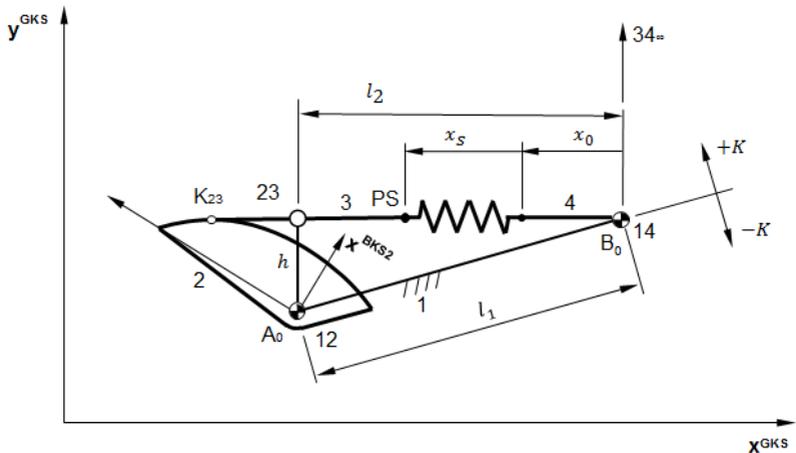
$$u'' = \frac{d^2u}{d\varphi^2} \quad (2.12)$$

$$v'' = \frac{d^2v}{d\varphi^2} \quad (2.13)$$

### 2.3 Kinematik für eine ~SD Teilstruktur

Das Modul ~SD (Schieben Drehen) berechnet aus der Lage der Gestellagerpunkte  $A_0$  und  $B_0$ , dem Federweg  $x_S(\varphi)$  und dem wirksamen Hebelarm  $h(\varphi)$  den Verlauf der Befestigungspunktkoordinaten PS zwischen Band und Feder. Durch den Auswahlparameter  $K$  wird über die Lage des Momentanpols 23 die Kontaktpunktlage und die Lage des Punktes PS gegenüber der Gestellgeraden definiert. Bei positiver Vorgabe des wirksamen Hebelarms liegt die Lösung rechtsseitig von der Verbindungslinie  $B_0$  zu  $A_0$ .

Die Lösung für die kinematische Umkehr zur Findung von Punkt PS wird über die Lage von Momentanpol 23 entwickelt. Die Hilfsgrößen  $H_1$  bis  $H_6$  sorgen gleichermaßen für eine Nachvollziehbarkeit der Herleitung und für einen kompakten Gleichungssatz zur Implementierung in ein Programmsystem.



**Abb. 6:** Kinematische Umkehr für die Teilstruktur ~SD

Die Gleichungen (2.14) und (2.15) bestimmen die relativen Achsabstandskordinaten zwischen den Gestelllagerpunkten  $A_0$  und  $B_0$ .

$$H_1 = x_{14} - x_{12} \quad (2.14)$$

$$H_2 = y_{14} - y_{12} \quad (2.15)$$

Der absolute Abstand der Gestellgeraden  $l_1$  folgt mit dem Pythagoras aus den Gleichungen (2.16) und (2.17).

$$H_3 = H_1^2 + H_2^2 \quad (2.16)$$

$$l_1 = \sqrt{H_3} \quad (2.17)$$

Weiter ergibt sich der Abstand  $l_2$  von Momentanpol 23 bis zum Momentanpol 14 entsprechend Gleichung (2.18).

$$l_2 = \sqrt{l_1^2 - h^2} \quad (2.18)$$

Die Gleichungen (2.19) bis (2.22) bestimmen die Relativkoordinaten zwischen dem Momentanpol 14 und dem gesuchten Pol 23. Die Signumfunktion in Gleichung (2.20) stellt den Wechsel vom Pol 23 in den

zweiten Lösungsbereich sicher. Damit ist auch ein negativer wirksamer Hebelarm  $h$  zur Drehmomentumkehr an der Bandkurvenscheibe darstellbar.

$$H_4 = h^2 - l_2^2 + H_3 \quad (2.19)$$

$$H_5 = \text{sign}(h) K \sqrt{4H_3^2 h^2 - H_4^2} \quad (2.20)$$

$$H_6 = \frac{H_1 H_4 - H_2 H_5}{2H_3} \quad (2.21)$$

$$H_7 = \frac{H_2 H_4 - H_1 H_5}{2H_3} \quad (2.22)$$

Die Absolutkoordinaten vom Pol 23 beschreiben die Lage für den Lotfußpunkt zwischen dem wirksamen Hebelarm und dem Zugband gemäß der Gleichungen (2.23) und (2.24).

$$x_{23} = x_{12} + H_6 \quad (2.23)$$

$$y_{23} = y_{12} + H_7 \quad (2.24)$$

Der Anstieg zwischen den Momentanpolen 14 und 23 entspricht dem Bandneigungswinkel  $\gamma$ . Dieser kann durch den Arcustangenz 2 mit der Gleichung (2.25) berechnet werden.

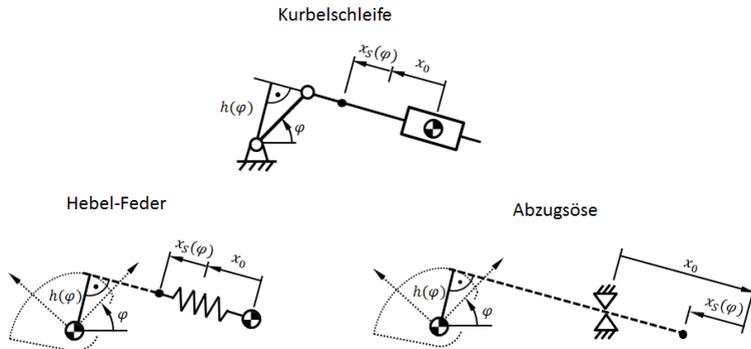
$$\gamma = \text{atan2}(H_7 - H_2, H_6 - H_1) \quad (2.25)$$

Schließlich folgt der Befestigungspunkt PS ausgehend vom Momentanpol 14 in Richtung der Bandneigung mit dem vorgegebenen Federweg  $x_s$ .

$$x_P = x_{14} - x_s \sin(\gamma) \quad (2.26)$$

$$y_P = y_{14} - x_s \cos(\gamma) \quad (2.27)$$

Die Abb. 7 zeigt ergänzend den Formenwechsel zwischen dem Ausgangsgetriebe der zentrischen Kurbelschleife und den gleichgestellten Getriebevarianten mit Bandkurvenscheibe und Feder oder Bandkurvenscheibe und einer im Gestell gelagerten Abzugsöse. Folglich sind auch diese Getriebevarianten durch das Modul  $\sim$ SD für die Synthese darstellbar.



**Abb. 7:** Ersatzgetriebe der Bandtriebstruktur DB~SD aus der zentrischen Kurbelschleife

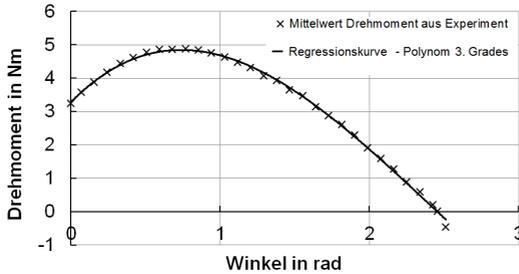
### 3 Beispiel Kraftausgleich für eine Oberschrantür

Die Aufgabe besteht darin, einen vollständigen statischen Gewichtskraftausgleich für eine Oberschrantür zu entwerfen, d. h., die Schrantür soll in jeder geöffneten Stellung im ausgeglichenen Ruhezustand verbleiben. Die Schrantür wird durch eine gegebene Doppelschwinge gegenüber dem Korpus (Gestell) auf einer vorgegebenen Bahn geführt. Das zu entwerfende Band-Feder-Ausgleichsgetriebe soll mit seinem Drehmoment auf die türseitige Schwinge wirken.

#### 3.1 Bestimmung der Übertragungsfunktion

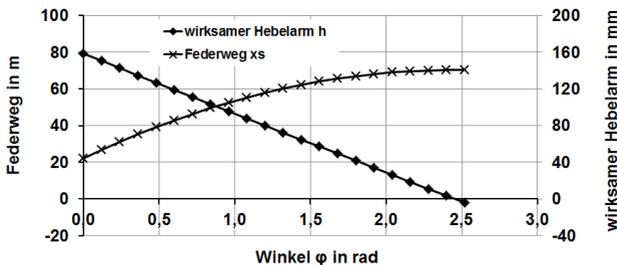
Im ersten Schritt der Lösung wird der verfügbare Bauraum für das zu entwerfende Ausgleichsgetriebe festgestellt und ein passender Ort für den Lagerpunkt der Feder im Gestell festgelegt. Im nächsten Schritt erfolgt die Bestimmung des erforderlichen Drehmoments an der Schwinge zum Ausgleich der Schrantür. Dies kann durch Messung im CAD-System erfolgen oder durch eine Messung am realen Versuchsobjekt. Da die genauen Bauteilmassen mit ihren Schwerpunkten nicht immer mit den realen Gliedmassen übereinstimmen, wurde das erforderliche Ausgleichmoment experimentell per Kraftmessdose in 5° Schritten ermittelt und aus 3 Versuchsreihen ein gemittelter Verlauf für das

Ausgleichsdrehmoment gebildet. Eine anschließende Approximation durch ein Polynom glättet das Messergebnis für die Weiterverarbeitung im nächsten Berechnungsschritt (siehe Abb. 8).



**Abb. 8:** Experimentell ermittelte Drehmomentanforderung für den statischen Gewichtskraftausgleich der Oberschränktür

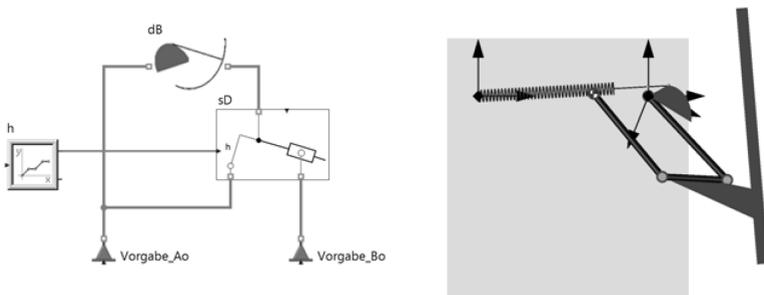
Durch Anwendung der im Kapitel 2.1 beschriebenen Optimierungsberechnung zur Bestimmung der Übertragungsfunktion 0. und 1. Ordnung mit einer polynomischen Ansatzfunktion 5. Grades ergeben sich für eine vorgegebene Federsteifigkeit von 0,938 N/mm die in der Abb. 9 dargestellten Verläufe der Übertragungsfunktionen für den Federweg und den wirksamen Hebelarm. Der wirksame Hebelarm ist ein Indikator für den Bauraumbedarf der Bandkurvenscheibe. Ist der berechnete Hebelarm zu groß, so kann dieser durch eine erneute Berechnung mit einer steiferen Feder verkleinert werden.



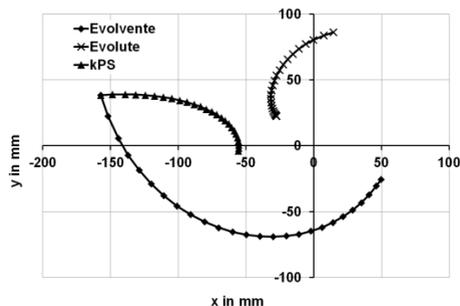
**Abb. 9:** Funktionsverläufe der Übertragungsfunktionen 0. und 1. Ordnung

### 3.2 Modellaufbau

Die Getriebeanordnung der Oberschränkür und der zugehörige Modellaufbau für die Synthese der Bandkurvenscheibe sind in der Abb. 10 dargestellt. Das Modul  $\sim$ SD erhält als Eingangsgrößen die Gestellpunktlagen  $A_0$  und  $B_0$  sowie die Übertragungsfunktion 1. Ordnung, welche dem Verlauf des wirksamen Hebelarms  $h(\varphi)$  entspricht. Das Modul berechnet aus diesen Größen den in Abb. 11 dargestellten Bahnverlauf  $k_{PS}$  für den Befestigungspunkt zwischen Band und Feder und übergibt deren Koordinaten über eine ebene Verbindung an das Modul DB $\sim$ . Dieses bestimmt aus der Drehung der Bandkurvenscheibenebene um  $A_0$  und den Koordinaten von  $k_{PS}$  zunächst die Evolvente und schließlich die Evolute, welche der Bankurvenscheibenkontur entspricht.



**Abb. 10:** Modellansicht zum Kraftausgleich der Schränkür in SimulationX

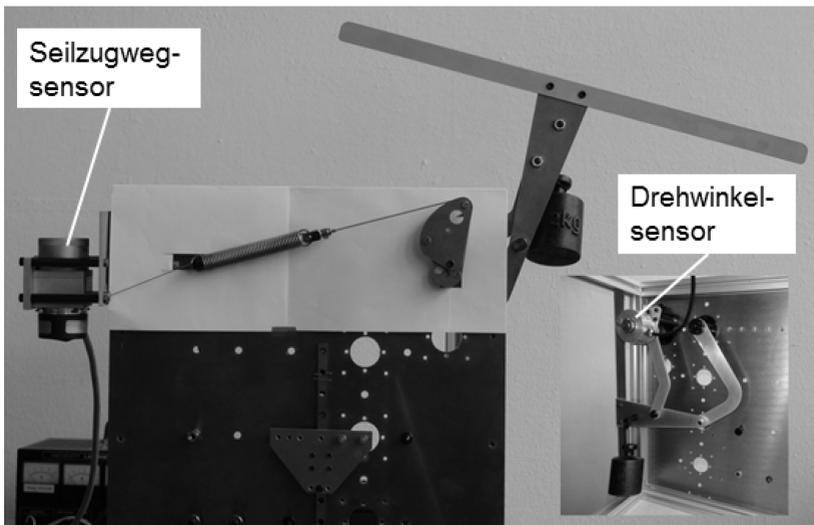


**Abb. 11:** Simulationsergebnisse für die Bahnkurve  $k_{PS}$ , Evolvente und Evolute

### 3.3 Verifizierung durch Versuchsaubau

Der in Abb. 12 dargestellte Versuchsaufbau zeigt den an der Rückseite der Gestellplatte angeordneten viergliedrigen Türführungsmechanismus und den an der Vorderseite befindlichen Ausgleichsmechanismus bestehend aus der Bandkurvenscheibe, dem Band und der Feder. Die Kopplung der beiden Mechanismen erfolgt über eine Welle. Alle Koppelgetriebeglieder, die Gestellplatte und die Kurvenscheibe sind aus lasergeschnittenen Blechen gefertigt. Die Achslagerungen der Schwingen im Gestell sind mit Kugellagern und die Kopplager mit Gleitlagern ausgestattet. Zur Nachbildung einer realen Türmasse wurde ein Massenstück von 2 kg im Schwerpunkt der Koppel eingegangen.

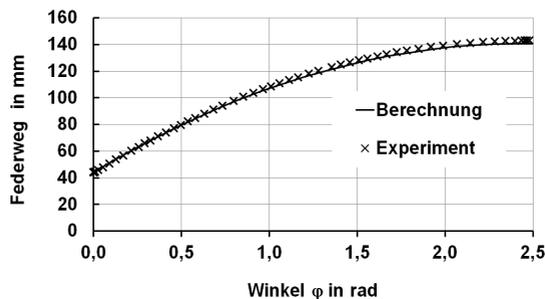
Gemessen werden über einen Drehwinkelsensor die Winkellage  $\varphi$  der Bandkurvenscheibe und mit einem Seilzugwegsensor der Federweg  $x_s$  zwischen dem Befestigungspunkt von Band und Feder und dem Gestell.



**Abb. 12:** Versuchsaufbau statischer Kraftausgleich Schranktür

Abb. 13 zeigt das Messergebnis in der Gegenüberstellung zwischen der vorgegebenen Übertragungsfunktion 0. Ordnung und der per Experiment bestimmten Übertragungsfunktion zum statischen Kraftausgleich der Schranktür. Insgesamt ist eine gute Übereinstimmung zwischen den

Ergebnissen der Berechnung und Experiment festzustellen. Die leicht mit dem Drehwinkel ansteigende „Drift“ im Federweg konnte auf Maßabweichungen der Bandkurvenscheibe zurückgeführt werden. Somit fällt im Experiment der wirksame Hebelarm durch eine geringfügig größere Bandkurvenscheibe etwas größer aus. Die daraus hervorgerufene Abweichung zum geforderten Ausgleichsdrehmoment zeigt dagegen keine merklichen Auswirkungen auf die Funktion am Experimentieraufbau. Das Ziel, die Tür in jeder beliebigen Position unterstützt durch geringfügige Reibmomente der Lagerungen zu halten, wurde erreicht.



**Abb. 13:** Gegenüberstellung Berechnung und Experiment für Übertragungsfunktion 0. Ordnung

## 4 Zusammenfassung

Die für den Syntheseprozess in SimulationX neu entwickelten Bibliothekselemente sind hinsichtlich der Darstellung unterschiedlicher Getriebestrukturen sehr vielseitig einsetzbar. Besonderes Augenmerk wurde in diesem Beitrag auf eine konstruktiv einfach zu gestaltende Getriebestruktur, bestehend aus Drehgelenk Bandgelenk Schubgelenk Drehgelenk, gerichtet. Wird das im Zugmittel angeordnete Schubgelenk durch eine Zugfeder ersetzt, entsteht daraus ein kinematisch gleichwertiges Feder-Bandgetriebe, welches ideal zum statischen Massenausgleich geeignet ist.

Anhand eines Oberschranks wurde beispielhaft eine neue Vorgehensweise zur Synthese für einen Ausgleichsmechanismus mit einer einfachen Zugfeder und Bandkurvenscheibe zur Kompensation von statischen Momenten demonstriert. Ausgehend vom geforderten Drehmomentverlauf

wird die Übertragungsfunktion zwischen dem Drehwinkel der Bandkurvenscheibe und dem Weg der Feder in Abhängigkeit der Federsteifigkeit und den Bauraumvorgaben durch eine Optimierung von Ansatzfunktionsparametern bestimmt. Anschließend wird mit den neuen Modulen  $DB_{\sim}$  und  $\sim SD$ , unter Beachtung der ermittelten Übertragungsfunktion, die gesuchte Bandscheibenkontur durch das Prinzip der kinematischen Umkehr und durch Anwendung der Evolventen-Evoluten-Beziehung berechnet.

Der experimentelle Nachweis an diesem Beispiel zeigte nicht nur in der handgeführten Bedienung, dass die Tür in jeder Stellung ausgeglichen ist, sondern auch die Messungen bewiesen eine sehr gute Übereinstimmung hinsichtlich der Übertragungsfunktion 0. Ordnung zwischen Bandscheibendrehwinkel und Federweg gegenüber der berechneten Referenzübertragungsfunktion.

## Literatur

- [1] Hain, K.: Veränderung der Schraubenfeder-Kennlinie durch Wälzband und Bandkurve: *Industrieanzeiger Essen*. 6 Nr. 1 : Verl. Technik, 1955.
- [2] Ebert, F.; Berger, M.: Band Mechanism with Nonlinear Gear Ratio for Gravity Force Balance: Design and Analysis in Total System Network. In: *Advances in Mechanisms Design – Proceedings of TMM 2012*, ISBN: 978-94-007-5124-8, S. 21–26
- [3] Ebert, F.; Berger, M.; Heinrich, S.: Ganzheitliche Systemsimulation komplexer Antriebssysteme mit nichtlinearer Charakteristik: *9. Kolloquium Getriebetechnik Chemnitz 2011*, ISBN: 978-3-941003-40-8, S. 395-418