

Anwendungsorientierte Grundlagenforschung auf dem Gebiet der Getriebetechnik

Prof. Dr. rer. nat. habil. Prof. h.c. Karl-Heinz Modler

EINLEITUNG

Für einen Mathematiker, speziell einen Geometer, ist die Kinematik und ihre Anwendung in der Getriebetechnik/ Mechanismentechnik ein höchst interessantes und lohnendes Betätigungsfeld für eine intensive Grundlagenforschung. Dabei sollte aus der Sicht des Autors, besonders dann, wenn er in den Ingenieurwissenschaften tätig ist, die Anwendungsorientierung im Vordergrund stehen. An vier Beispielen, die wesentliche Forschungsschwerpunkte des Autors widerspiegeln, soll diese Einheit von Grundlagenforschung und Anwendungsorientierung gezeigt werden.

BURMESTERSCHE THEORIE

Klassische Theorie

Für den Ingenieur kann die Burmestersche Theorie einfach und verständlich so dargestellt werden:

1. Gegeben sind Ebenenlagen E_j ($j=1, \dots, n$). Gesucht ist ein viergliedriges Koppelgetriebe $A_0A_1B_1B_0$ (oder $A_0A_1B_1B_0^\infty$, $A_0^\infty A_1B_1B_0^\infty$, $A_0A_1B_1^\infty B_0$, $A_0A_1^\infty B_1^\infty B_0$, $A_0^\infty A_1B_1^\infty B_0$, $A_0A_1B_1^\infty B_0^\infty$), dessen Koppellebene diese Ebenenlagen exakt realisiert. Der Index 1 signalisiert die Anfangsstellung. Die relative Betrachtungsweise (Zusammenhang zwischen An- und Abtriebsglied) ist automatisch mit eingeschlossen.
2. Die Basis für die Berechnung bilden die Drehpole P_{1j} und die halben Drehwinkel α_{1j} um die Drehpole ($j=2, \dots, n$). Der Zusammenhang zwischen einem Gestellpunkt (Mittelpunkt) X_0 ($X_0 \in \{A_0, B_0\}$) und zugehörigem Gelenkpunkt (Anlenkpunkt) X_1 ($X_1 \in \{A_1, B_1\}$) ist im Bild 1 dargestellt.

Mit $(A, B) =$ Skalarprodukt und $[A, B] =$ Vektorprodukt zweier komplexer Zahlen gilt:

$$0 = [X_1 - P_{1j}, (X_0 - P_{1j}) e^{-i\alpha_{1j}}]. \quad (1)$$

Die Gl. (1) entspricht zwei Geradengleichungen, der Geraden x_{1j} , wenn X_0 gegeben ist, der Geraden x_{0j} , wenn X_1 gegeben ist (siehe Bild 1).

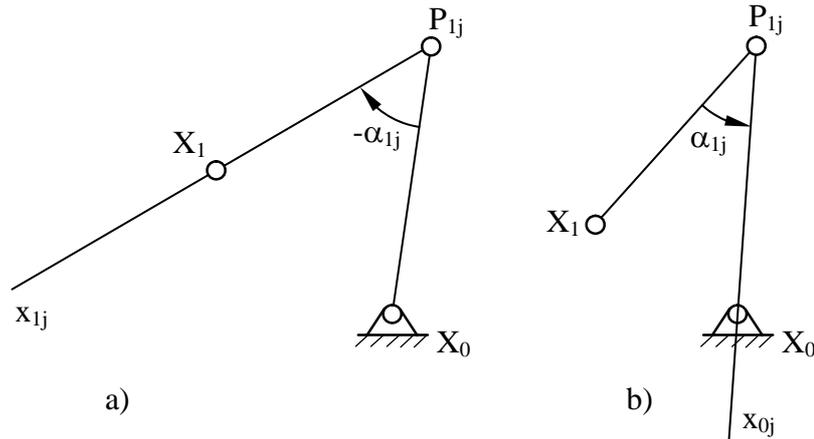


Bild 1: Zusammenhang zwischen X_0 und X_1

a) X_0 gegeben, $X_1 \in x_{1j}$

b) X_1 gegeben, $X_0 \in x_{0j}$

Damit wird die Burmestersche Theorie reduziert auf das Schnittverhalten von Geraden.

3. Geht man davon aus, dass X_0 gegeben ist (für X_1 gegeben gilt das Analoge), folgt:

$j = 2$: X_0 beliebig, $X_1 \in x_{1j}$ beliebig

$j = 3$: X_0 beliebig, $X_1 = x_{12} \cap x_{13}$

$$X_1 = \frac{k_{13}K_{12} - k_{12}K_{13}}{[K_{12}, K_{13}]} \quad (2)$$

mit

$$K_{1j} = (X_0 - P_{1j}) e^{-i\alpha_{1j}} ; k_{1j} = [P_{1j}, K_{1j}] . \quad (3)$$

$j = 4$: $X_0 \in m_{1234}$

$$m_{1234} = \begin{vmatrix} k_{12}K_{12} \bar{K}_{12} \\ k_{13}K_{13} \bar{K}_{13} \\ k_{14}K_{14} \bar{K}_{14} \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

X_1 entsprechend Gl. (2).

$j = 5$: $X_0 \in m_{1234} \cap m_{1235}$, X_1 entsprechend Gl.(2).

4. Für uneigentliche Punkte X_1^∞ muss für $j=3$ gelten

$$0 = [K_{12}, K_{13}], \quad (5)$$

d.h. die zugehörigen Gestellpunkte liegen auf dem Kreis

$$0 = [(X_0 - P_{12}) e^{-i\alpha_{12}}, (X_0 - P_{13}) e^{-i\alpha_{13}}] \quad (6)$$

über der Sehne $P_{12}P_{13}$ und dem Peripheriewinkel $\alpha_{31}-\alpha_{12}$, also dem Umkreis des Poldreiecks $\Delta P_{12}P_{13}P_{23}$.

Analoges gilt für uneigentliche Punkte X_0^∞ .

5. Die wesentlichen Nachteile der Burmesterschen Theorie sind:

- exakte Erfüllung der Ebenenlagen E_j ($j = 1, \dots, n$), $n \leq 5$;
- gilt nur für Zusammenhang $X_0 \rightarrow X_1$ bzw. $X_1 \rightarrow X_0$, also nur für Koppelgetriebe;
- Umlauffähigkeit, Bewegungsbereich, ... können nur geringfügig beeinflusst werden.

Bezüglich der Umlauffähigkeit wurde das Reihenfolgeproblem gelöst.

Für die Reihenfolge der homologen Punkte sind die Q-Punkte entscheidend. Zu einem von zwei benachbarten Q-Punkten begrenzten Kurvenstück haben die zugehörigen homologen Punkte die gleiche Reihenfolge. Kennt man zu einem Punkt der Mittelpunktkurve (bei der zweiteiligen zu zweien) die Reihenfolge der homologen Punkte, dann kennt man sie zu jedem Punkt der Mittelpunktkurve. Wie man die Reihenfolge schnell bestimmen kann, wurde für die drei Arten der allgemeinen Mittelpunktkurve gezeigt. Die Angabe der quadratischen Verwandtschaft in homogenen Minimalkoordinaten ermöglicht eine rechnerische Auswertung für jeden Punkt der Mittelpunktkurve einschließlich der uneigentlichen.

Um die Nachteile der Burmesterschen Theorie beiseitigen zu können, wurde die sogenannte „Unschärfe Lagensynthese“ entwickelt.

Unschärfe Lagensynthese

Mit diesem Verfahren werden alle frei auswählbaren Syntheseparameter unmittelbar für die Getriebeeigenschaften festgelegt. Im Gegensatz zu klassischen Verfahren (z.B. Burmestersche Theorie) unterscheidet sich die unscharfe Lagensynthese in folgenden Punkten:

1. Gegeben sind Ebenenlagen E_j ($j=1, \dots, n$). Gesucht ist ein beliebiger Getriebetyp, dessen Koppellebene die Anfangs- und Endlage exakt, die Zwischenlagen näherungsweise innerhalb eines Toleranzfeldes realisieren kann.
2. Die Basis für die Berechnung ist die zentrale Kollineation (O, Λ) :

$$P_{1j}(\alpha_{1j}) - O = \Lambda \cdot [P_{1j}^{K_n}(\alpha_{1j}) - A_0], \quad (j=2, 3, \dots, n). \quad (7)$$

Aus den Faktoren O und Λ folgt eine geometrische Ähnlichkeitstransformation. Dadurch ergibt sich das Lösungsgetriebe aus einem vorbestimmten normierten

Getriebe:

$$Y - O = \Lambda(Y_n - O_n), \quad (8)$$

wobei: Y_n - ein normiertes Getriebe als Vorauswahl,
 O_n - das zu transformierende Zentrum,
 Λ - der Transformationsfaktor,
 Y - das Lösungsgetriebe,
 O - Transformationszentrum im Zielort sind.

3. Das normierte Getriebe Y_n als Ausgangslösung wird nach dem gewünschten Getriebetyp, dem von der Aufgabenstellung geförderten Koppeldrehwinkel und den Übertragungseigenschaften (Umlauffähigkeit, Übertragungswinkel, ...) festgelegt.
4. Die Transformationsfaktoren O und Λ werden aus den Drehpolen $P_{1j}(\alpha_{1j})$ der Lagenvorgabe und aus den kinematischen Drehpolen $P_{1j}^{K_n}(\alpha_{1j})$ der Koppalebene des normierten Getriebes nach Gl. (7) ermittelt.

$j=2$: ohne Zwischenlage,

$$O \text{ beliebig, } \Lambda = \frac{P_{12}(\alpha_{12}) - O}{P_{12}^{K_n}(\alpha_{12}) - A_0} \quad (9)$$

oder

$$\Lambda \text{ beliebig, } O = P_{12}(\alpha_{12}) - \Lambda(P_{12}^{K_n}(\alpha_{12}) - A_0). \quad (10)$$

$j=3$: eine Zwischenlage,

$$\Lambda = \frac{P_{13}(\alpha_{13}) - P_{12}(\alpha_{12})}{P_{13}^{K_n}(\alpha_{13}) - P_{12}^{K_n}(\alpha_{12})} \quad (11)$$

$$O = P_{13}(\alpha_{13}) - \Lambda(P_{13}^{K_n}(\alpha_{13}) - A_0)$$

$j=4$: zwei Zwischenlagen,

Λ, O wie im Falle $j=3$, aber mit der Bedingung:

$$\frac{P_{14}^{K_n}(\alpha_{14}) - P_{13}^{K_n}(\alpha_{13})}{P_{13}^{K_n}(\alpha_{13}) - P_{12}^{K_n}(\alpha_{12})} = \frac{P_{14}(\alpha_{14}) - P_{13}(\alpha_{13})}{P_{13}(\alpha_{13}) - P_{12}(\alpha_{12})}. \quad (12)$$

Für eine bestimmte Lagenvorgabe ist die rechte Seite in Gl. (12) konstant. Dieser Zusammenhang ist der Grund dafür, dass nur bei dem Getriebe, dessen Drehpolensystem für die Koppalebene die Gl.(12) genau erfüllt, dann eine Transformation für ein Lösungsgetriebe zur exakten Realisierung der vorgegebenen Ebenenlagen existiert.

$j=5$: Bei mehr als zwei Zwischenlagen müssen diese nach Gl. (7) als

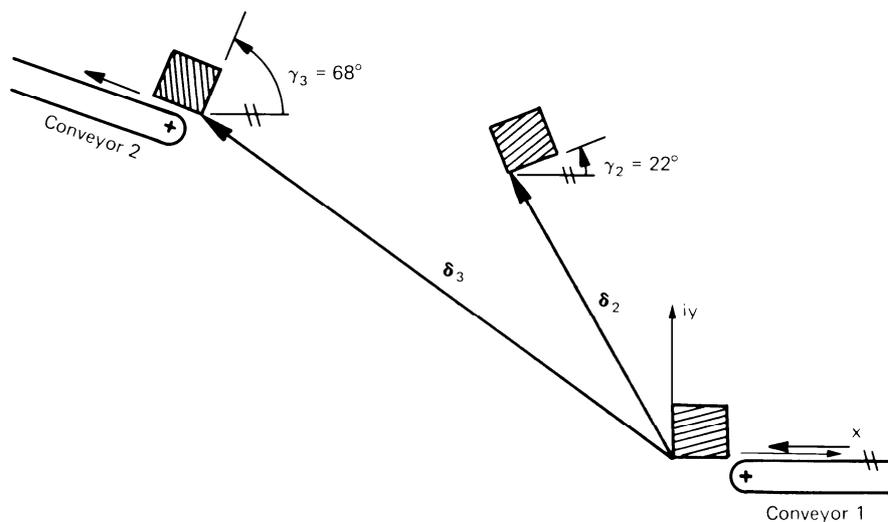
allgemeine Bedingungsgleichung eingehalten werden. Dies wird durch Entschärfen der Zwischenlagen realisiert.

5. Im Vergleich mit der Burmesterschen Theorie sind folgende Vorteile der „unscharfen Lagensynthese“ zu erkennen:
- die exakte Erfüllung der Ebenenlage E_j ($j=1, \dots, n$), $n \leq 4$, ist ebenfalls möglich;
 - gilt für eine beliebige Getriebestrukturen durch die geometrische Ähnlichkeitstransformation;
 - großer Einfluss auf Getriebeeigenschaften: Übertragungseigenschaften (Umlauffähigkeit, Übertragungswinkel, Übertragungsfunktion) sind durch das normierte Getriebe festgelegt; Führungseigenschaften (Bewegungsbereich, Reihenfolge und antriebsbezogene Lagenzuordnung) sind mit der Berechnung der Transformationsfaktoren (O, Λ) bestimmt;
 - Das Verfahren ist in der Praxis der Getriebesynthese eine wichtige Ergänzung zu den klassischen Verfahren.

Beispiel der Getriebesynthese

Aufgabenstellung

Für die Übergabe eines Werkstücks ist ein Führungsgetriebe mit umlauffähigem Antrieb zu konstruieren. Gegeben sind die Anfangslage beim Fließband 1 und die Endlage beim Fließband 2 (Bild 2). Für einen günstigen Platzbedarf werden die Stellungen für die Gestellpunkte A_0 und B_0 empfohlen.



von G. N. Sandor, Advanced Mechanism Design, Vol. 2, Prentice-Hall Inc. 1984

Bild 2: Aufgabenstellung für die Übergabe eines Werkstücks

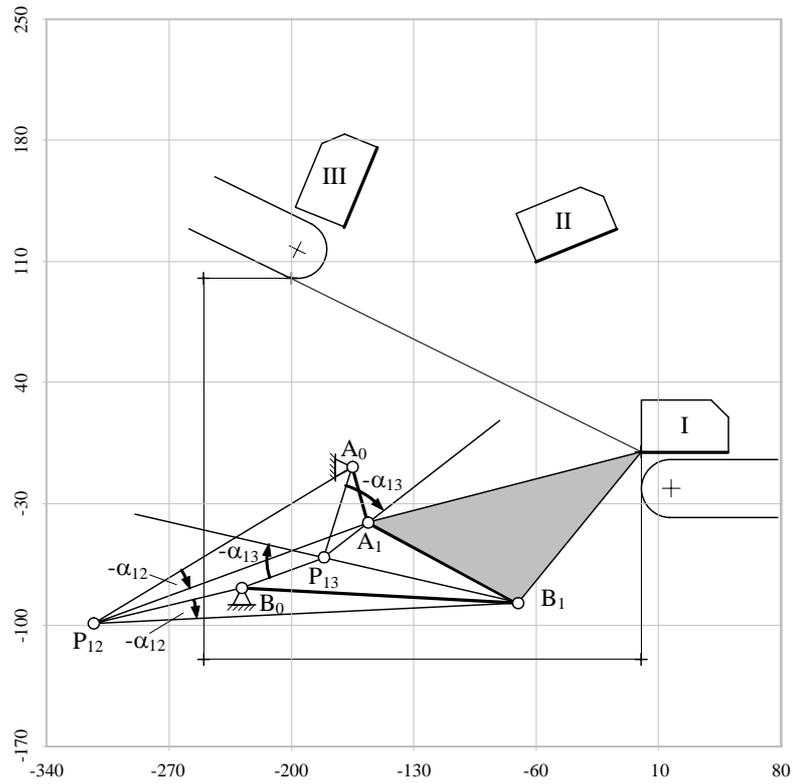


Bild 4: Drei-Lagen-Problem (Burmestersche Theorie)

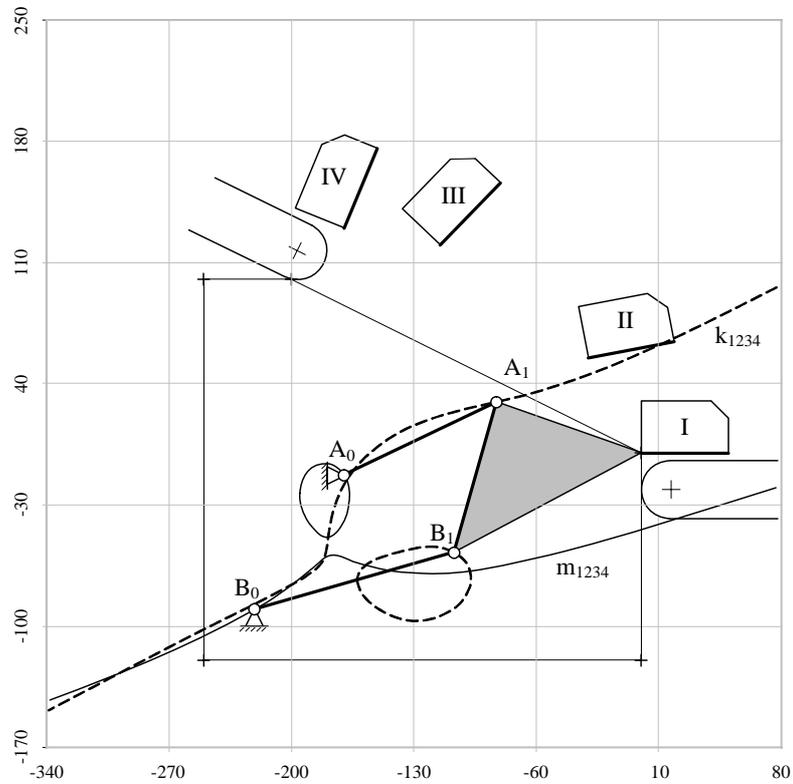


Bild 5: Vier-Lagen-Problem (Burmestersche Theorie)

j=5: Fünf-Lagen-Problem

Formuliert man die Aufgabe als ein Fünf-Lage-Problem, liefert die Burmestersche Theorie eine Doppelschwinge mit einem Gestellpunkt B_0 außerhalb des vorgegebenen Bauraumes (Bild 6).

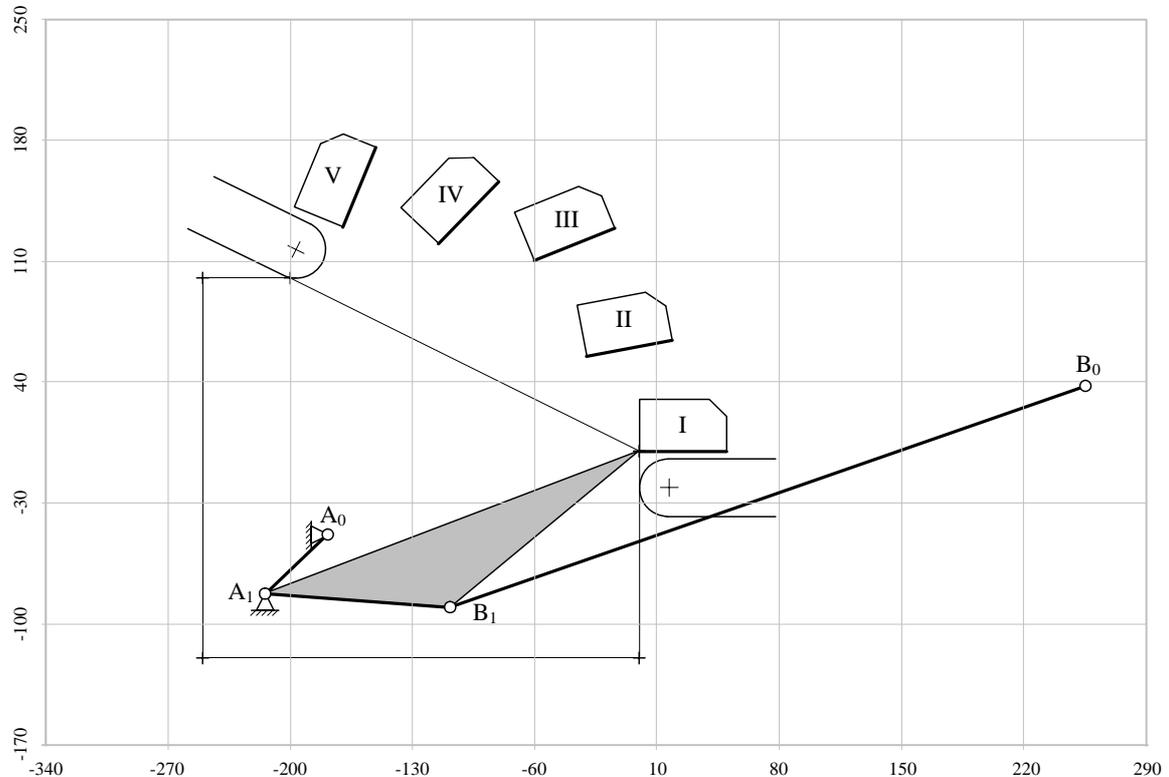


Bild 6: Fünf-Lagen-Problem (Burmestersche Theorie)

Lösungen mittels unscharfer Lagensynthese

Um trotz einer geringen Anzahl der freien Syntheseparameter günstige Lösungen aus verschiedenen Getriebearten bzw. -typen ermitteln zu können, werden alle Zwischenlagen in einem Toleranzfeld entschärft. Im Bild 7 ist eine Kurbelschwinge als Lösungsgetriebe dargestellt. Andere Lösungen sind beispielhaft ein Bandgetriebe (Bild 8) und ein Planetengetriebe (Bild 9).

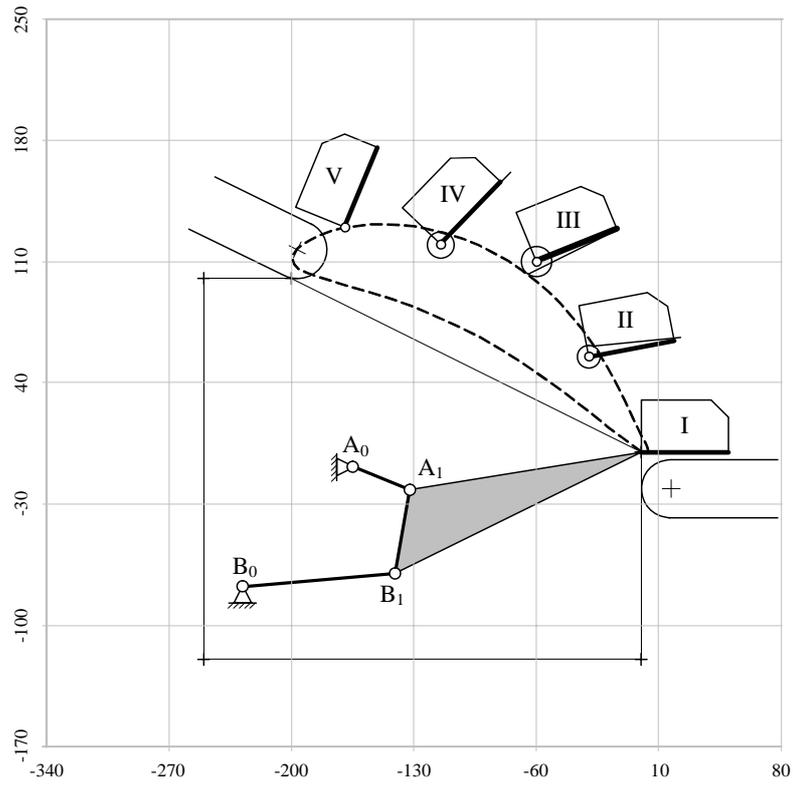


Bild 7: Koppelgetriebe nach unscharfer Lagensynthese

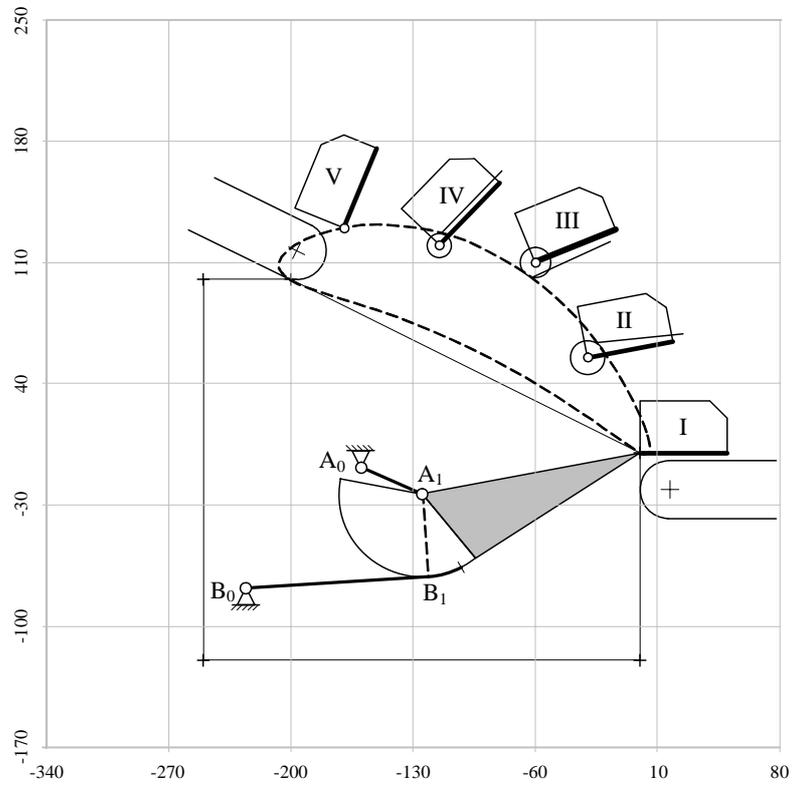


Bild 8: Bandgetriebe nach unscharfer Lagensynthese

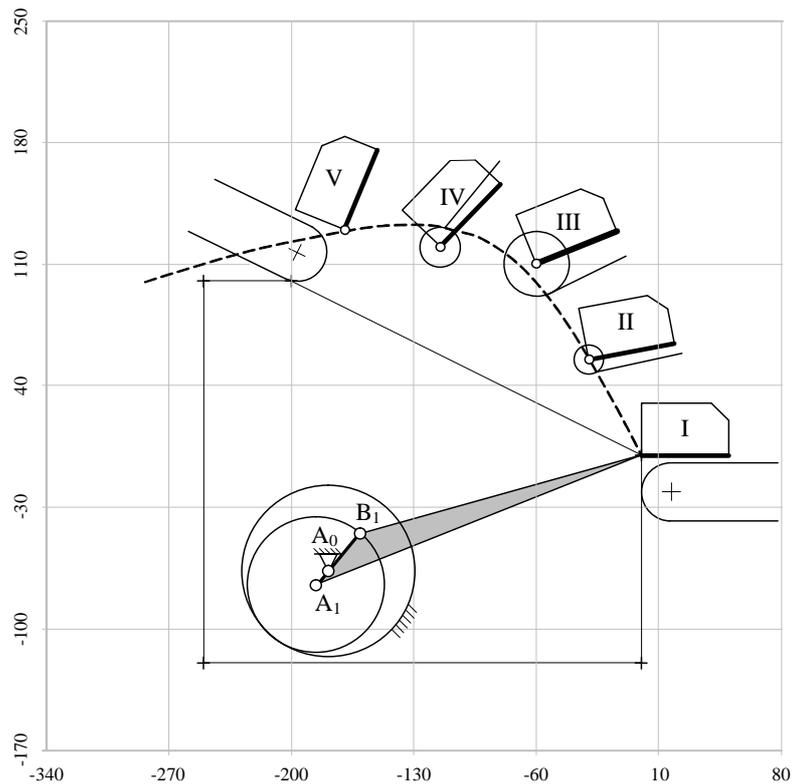


Bild 9: Planetengetriebe nach unscharfer Lagensynthese

THEORIE DER ÜBERTRAGUNGSGLEICHUNG

Der funktionale Zusammenhang zwischen An- und Abtriebsbewegung sogenannter einfacher Mechanismen kann in Gestalt einer Übertragungsfunktion oder der Übertragungsgleichung gefasst werden.

Den Getriebefreiheitsgrad $F=1$ vorausgesetzt, ist mit

$$\begin{aligned}
 x &= [x_0 \ x_1 \ x_2]^T & x &\in P^2 \\
 y &= [y_0 \ y_1 \ y_2]^T & x &\in Q^2 \\
 M &= \begin{bmatrix} u_0 & u_3 & u_4 \\ u_1 & u_5 & u_8 \\ u_2 & u_7 & u_6 \end{bmatrix} & u_j &\in R
 \end{aligned} \tag{13}$$

durch $x^T M y = 0$ (14)

eine Korrespondenz zwischen den euklidischen projektiv abgeschlossenen Räumen P^2 und Q^2 definiert. Wird diese Korrespondenz auf die Einheitskreise E^2 (aus P^2) und E'^2 (aus Q^2) um 0 bzw. $0'$ eingeschränkt, dann ist durch

$$\begin{bmatrix} 1 & \cos \psi & \sin \psi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_0 & u_3 & u_4 \\ u_1 & u_5 & u_8 \\ u_2 & u_7 & u_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} = 0 \tag{15}$$

eine (1,2) Abbildung des Einheitskreises E^2 in den Einheitskreis E'^2 gegeben, die ausgeschrieben die Form

$$F(\varphi, \psi) = u_0 + u_1 \cos \psi + u_2 \sin \psi + u_3 \cos \varphi + u_4 \sin \varphi + u_5 \cos \psi \cos \varphi + u_6 \sin \psi \sin \varphi + u_7 \sin \psi \cos \varphi + u_8 \cos \psi \sin \varphi = 0 \quad (16)$$

hat und als allgemeine Übertragungsgleichung bezeichnet wird.

Zu den einfachen Mechanismen mit solch einer Übertragungsgleichung (16) gehören z.B. das (räumliche) RSSR-, RS_PR-, RP_SR- und RC_CR- Getriebe sowie die entsprechenden sphärischen und ebenen Sonderfälle. Da auch uneigentliche Drehachsen (Schubbewegung) zugelassen sind, kann die Korrespondenz (14) auch auf die Normalparabeln N^2 und N'^2 der Räume P^2 bzw. Q^2 eingeschränkt werden. Es ergeben sich analoge (1,2)-Abbildungen. Die Bezeichnung u_j ($j = 0, \dots, 8$) beinhalten nur die kinematischen Parameter der Mechanismen. Mit der Übertragungsgleichung (16) kann sowohl die kinematische Getriebeanalyse als auch die Getriebesynthese durchgeführt werden. Bis zur zweiten Ableitung folgt:

$$\psi = \psi(\varphi) = 2 \arctan \frac{b \pm \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{a - c} \quad (17)$$

$$a = u_1 + u_5 \cos \varphi + u_8 \sin \varphi$$

mit $b = u_2 + u_6 \sin \varphi + u_7 \cos \varphi$, (18)

$$c = u_0 + u_3 \cos \varphi + u_4 \sin \varphi$$

$$[1 \cos \psi \sin \psi] M [0 - \sin \varphi \cos \varphi]^T + \psi' \cdot [0 - \sin \psi \cos \psi] M [1 \cos \varphi \sin \varphi]^T = 0 \quad , \quad (19)$$

$$[1 \cos \psi \sin \psi] M [0 - \cos \varphi - \sin \varphi]^T + 2\psi' \cdot [0 - \sin \psi \cos \psi] M [0 - \sin \varphi \cos \varphi]^T + \psi'^2 \cdot [0 - \cos \psi - \sin \psi] M [1 \cos \varphi \sin \varphi]^T + \psi'' \cdot [0 - \sin \psi \cos \psi] M [1 \cos \varphi \sin \varphi]^T = 0. \quad (20)$$

Die exakte Synthese von Koppelgetrieben zur Realisierung von Lagenzuordnungen lässt sich als getriebetechnische Aufgabe folgendermaßen formulieren:

Es wird wenigstens ein Koppelgetriebe mit einer Übertragungsfunktion $\psi = \psi(\varphi)$ gesucht, dass vorgegebene Lagenzuordnungen (φ_i, ψ_i, k_i) ($i = 1, \dots, n$) realisiert.

Diese getriebetechnische Aufgabe kann in eine Interpolationsaufgabe für den besonderen Fall, dass die Interpolationsfunktion die Übertragungsfunktion $\psi = \psi(\varphi)$ ist, übergeführt werden. Sie lautet dann:

Es ist diejenige Übertragungsfunktion $\psi = \psi(\varphi)$ als Interpolationsfunktion zu bestimmen, die den aus der Übertragungsgleichung folgenden Bedingungen an den Stützstellen $\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$ genügt:

$$0 = F(\varphi_i, \psi(\varphi_i)) \quad (i = 1, \dots, n) \quad (21)$$

$$0 = \frac{d^v F}{d\varphi^v}(\varphi_i, \psi(\varphi_i), \psi'(\varphi_i), \dots, \psi^{(k_i)}(\varphi_i)) \quad \begin{pmatrix} i = 1, \dots, n \\ v = 1, \dots, k_i \end{pmatrix}. \quad (22)$$

Die Gleichungen (21) sind notwendig zu befriedigende Gleichungen für gewisse, durch die Übertragungsgleichung $F(\varphi, \psi) = 0$, definierte Koeffizienten u_j ($j = 0, \dots, 8$), in denen die Getriebeabmessungen enthalten sind. Die Gleichungen (21) und (22) führen im Allgemeinen auf eine Lösung für diese Getriebekonstanten und eine Ausgangsstellung (α, β) . Die Übertragungsfunktion $\psi = \psi(\varphi)$ braucht also nicht explizit bestimmt zu werden, um für die getriebetechnische Aufgabe eine Lösung zu erhalten. Die Lösung der Interpolationsaufgabe reduziert sich damit auf die Lösung eines Gleichungssystems, das aus den Gleichungen (21) und (22) besteht.

Die (1,2)-Abbildung kann im engerem Sinne auch so gedeutet werden: Den Punkten des Einheitskreises E^2 entsprechen durch die Korrelation $\hat{x} = Mx$ Geraden, deren Schnittpunkte mit dem Einheitskreis E^2 die korrespondierenden Bildpunkte sind. Ist Rang $M=3$, liegt also der allgemeine Fall vor, dann hüllen die den Punkten des Einheitskreises E^2 zugeordneten Geraden einen Kegelschnitt ein, der die Übertragungsgleichung $F=0$ eindeutig beschreibt. Dieser Kegelschnitt

$$x^T A x = 0 \quad (23)$$

besitzt die Matrix

$$A = \begin{bmatrix} u_0^2 - u_3^2 - u_4^2 & u_0 u_1 - u_3 u_5 - u_4 u_8 & u_0 u_2 - u_3 u_7 - u_4 u_6 \\ u_0 u_1 - u_3 u_5 - u_4 u_8 & u_1^2 - u_5^2 - u_3^2 & u_1 u_2 - u_5 u_7 - u_6 u_8 \\ u_0 u_2 - u_3 u_7 - u_4 u_6 & u_1 u_2 - u_5 u_7 - u_6 u_8 & u_2^2 - u_7^2 - u_6^2 \end{bmatrix}. \quad (24)$$

Die Art und Lage des Kegelschnitts (23) und sein Schnittverhalten mit dem Einheitskreis

$$x_1^2 + x_2^2 = 1 \quad (25)$$

ist für die Umlauffähigkeit und damit die Art des Getriebes entscheidend.

Am Beispiel des räumlichen RSSR-Getriebes (Bild 10) wird das Gesagte konkretisiert.

Die Übertragungsgleichung (26) hat die Struktur

$$F(\varphi, \psi) = u_0 + u_1 \cos \psi + u_2 \sin \psi + u_3 \cos \varphi + u_4 \sin \varphi + u_5 \cos \psi \cos \varphi + u_6 \sin \psi \sin \varphi = 0 \quad (26)$$

$$u_0 = e_0^2 - k^2 + r_A^2 + r_B^2 + s_A^2 + s_B^2 - 2s_A s_B \cos \vartheta$$

$$u_1 = 2e_0 r_B$$

$$u_3 = -2e_0 r_A$$

mit

$$u_2 = -2r_B s_A \sin \vartheta$$

$$u_4 = 2r_A s_B \sin \vartheta$$

$$u_5 = -2r_A r_B$$

$$u_6 = -2r_A r_B \cos \vartheta = u_5 \cos \vartheta$$

$$u_7 = u_8 = 0$$

(27)

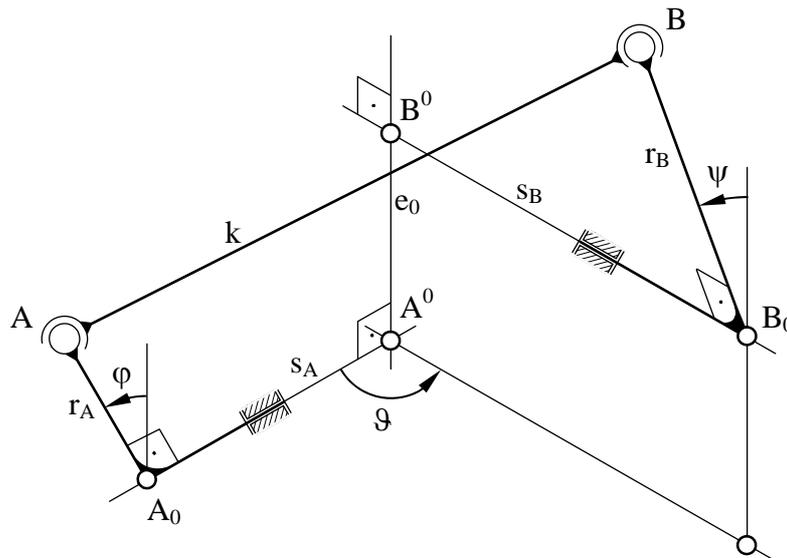


Bild 10: Räumliches RSSR-Getriebe

Bezüglich der Umlauffähigkeit liegt eine räumliche Kurbelschwinge vor, wenn der Kegelschnitt eine Hyperbel ist, wo jeder der zwei Hyperbeläste mit dem Einheitskreis zwei reelle Schnittpunkte hat (Bild 11a). Bei einer räumlichen Doppelkurbel muss der Kegelschnitt (23) eine Ellipse sein, die vollständig innerhalb des Einheitskreises liegt (Bild 11b).

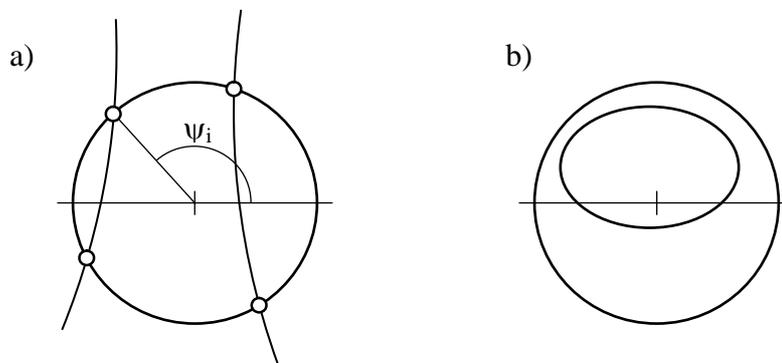


Bild 11: Lage und Art des Kegelschnitts

a) bei Kurbelschwinge

b) bei Doppelkurbel

Ist der Rang von M gleich 2 und die Übertragungsgleichung (26) damit singular, dann zerfällt die Hyperbel im Bild 11a) in zwei sich schneidende Geraden und die Ellipse in Bild 11b) entartet zu einem Punkt, der innerhalb des Einheitskreises liegt. Die Bedingung für Rang von M gleich 2 (oder 1) ist

$$\det(M) = u_0 u_5 u_6 - u_1 u_3 u_6 - u_2 u_4 u_5 = 0 \quad (28)$$

oder ausführlich mit (27)

$$\cos \vartheta (r_A^2 + r_B^2 - e_0^2 - k^2 + s_A^2 + s_B^2) - 2s_A s_B = 0. \quad (29)$$

Hieraus folgt für ebene RSSR- Getriebe (Viergelenkgetriebe) wegen

$$s_A = s_B = 0 \quad (30)$$

die bekannte Beziehung

$$r_A^2 + r_B^2 - e_0^2 - k^2 = 0. \quad (31)$$

BEWEGUNG DURCH VERFORMUNG

Neben den Starrkörpermechanismen haben sich in diversen Anwendungsfeldern nachgiebige Mechanismen etabliert. Die wesentlichen Vorteile beim Einsatz nachgiebiger Mechanismen sind die

- Reduktion des Montageaufwands infolge verringerter Teileanzahl bzw. Nutzung monolithischer Strukturen,
- Vermeidung von Reibung und Verschleiß,
- Skalierbarkeit zu sehr kleinen Abmessungen.

Im Falle mikromechanischer Systeme sind nachgiebige Mechanismen meist die einzige Möglichkeit der Bewegungserzeugung bzw. -übertragung, da beim Einsatz klassischer Starrkörpermechanismen die Herstellung der Gelenke in den geforderten kleinen Abmessungen nicht mehr wirtschaftlich darstellbar ist.

Bei den meisten existierenden Anwendungen nachgiebiger Mechanismen werden der Aufbau klassischer Starrkörpermechanismen kopiert und lediglich die Gelenke durch lokal nachgiebige Bereiche - z.B. durch so genannte „Filmgelenke“ - ersetzt. Zudem beschränken sich die bestehenden Anwendungen meist auf ebene Bewegungen. Hier werden Ausführungsformen nachgiebiger Mechanismen behandelt, bei denen Bewegung nicht nur durch lokal nachgiebige Zonen erreicht wird, sondern durch Verformung ganzer Glieder, wobei finite Deformationen im elastischen Bereich auftreten können. Dabei werden auch hybride räumliche Ausführungen betrachtet, bei denen annähernd starre Glieder mit elastischen Elementen durch klassische Gelenke gekoppelt sind.

Eine neue Klasse nachgiebiger Mechanismen entsteht durch den Einsatz anisotroper Werkstoffe in den nachgiebigen Gliedern. Bei diesen Werkstoffen treten aufgrund des inneren Aufbaus Deformationskopplungen in verschiedenen Richtungen auf. So beobachtet man z.B. bei einem mit einer bestimmten Faserorientierung endlosfaserverstärkten und einseitig eingespannten Träger mit Biegemomentenbelastung neben der Biegeverformung auch beträchtliche

Torsionsverformungen. Diese für den konventionellen Einsatz in Leichtbauteilen unerwünschte Eigenschaft kann in nachgiebigen Mechanismen vorteilhaft genutzt werden. So lassen sich z.B. nachgiebige Strukturen mit einer ebenen Ausgangs- und Belastungskonfiguration entwerfen, die dann bei durch Belastung hervorgerufener Verformung räumliche Bewegungen ausführen können.

Zur Analyse der verschiedenen Konstruktionsformen nachgiebiger Mechanismen wurde ein Simulationswerkzeug entwickelt. Die nachgiebigen Elemente werden hierbei als Balken idealisiert, wobei große geometrisch nichtlineare Verformungen sowie hyperelastisch isotropes und anisotropes Materialverhalten berücksichtigt werden können.

An einfachen endlosfaserverstärkten Streifenproben wurde experimentell der Einfluss verschiedener Verstärkungsanordnungen auf die o.g. Kopplungseffekte untersucht. Hierbei wurden die Proben in einer speziellen Vorrichtung mit einem Biegemoment belastet. Die auftretenden Biege- und Torsionsverformungen wurden mit einem optischen Messsystem mit der Point-Tracking-Methode ermittelt.

Die Analyse klassischer Starrkörpermechanismen basiert auf der Ermittlung des kinematischen Übertragungsverhaltens. Hierbei ist eine Bewegung des Mechanismus nur möglich, wenn mindestens ein Systemfreiheitsgrad erhalten bleibt. Verformungen der Getriebeglieder können nur bei Betrachtung von Trägheitskräften bzw. Momenten an elastischen Elementen auftreten. Diese Verformungen sind meist klein und liegen im linearelastischen Bereich des betreffenden Werkstoffes.

Im Gegensatz hierzu werden nachfolgend unter nachgiebigen Mechanismen stets überbestimmte Systeme verstanden. Eine Bewegung kann nur durch die Deformation mindestens eines Getriebegliedes erfolgen, wobei hier große Verformungen im elastischen Bereich zulässig sind. Die Verformbarkeit der Getriebeglieder setzt schlanke Strukturen wie z.B. Schalen oder Balken voraus. Nachfolgend wird eine Beschränkung auf Balkenelemente vorgenommen. Hiermit kann ein Großteil der praxisrelevanten Probleme abgedeckt werden. Zudem ergibt sich der Vorteil, dass konzeptionelle Studien mit sehr geringem Rechenzeit- und Modellierungsaufwand durchgeführt werden können.

Zur Berechnung nachgiebiger Mechanismen ist ein kontinuumsmechanisches, nichtlineares Anfangs-Randwertproblem zu lösen. In der hier zugrunde liegenden Theorie erhält man durch eine Formulierung in Geschwindigkeiten ein lineares Randwertproblem, welches in ein nichtlineares Anfangswertproblem eingebettet ist. Die

Lösung des Anfangswertproblems beinhaltet lediglich die Zeitintegration von Geschwindigkeitsvariablen, die die Lösung des Randwertproblems bilden.

Durch die Verwendung von Balkenelementen ergibt sich bzgl. des Berechnungsverfahrens der Vorteil, dass der Einsatz bestimmter mathematischer Transformationsverfahren, wie des Übertragungsmatrizenverfahrens, ermöglicht wird. Hiermit können sehr genaue Elementsteifigkeitsmatrizen für nahezu beliebig geformte und beliebig lange, flexible Getriebeglieder generiert werden. Das Randwertproblem kann so direkt numerisch integriert werden, z.B. mit einem RUNGE-KUTTA Verfahren. Im Gegensatz zu den RITZ-basierten Verfahren, die das Randwertproblem auf der Basis von Ansatzfunktionen für die Verschiebungsgrößen diskretisieren, ergeben sich Vorteile, die im Wesentlichen in kürzeren Berechnungszeiten liegen.

Die Theorie wurde im Berechnungsprogramm des Simulationswerkzeuges umgesetzt. Dieses liest die Beschreibung der Ausgangskonfiguration eines nachgiebigen Mechanismus als Textdatei ein und erzeugt eine Ausgabedatei, die alle relevanten Simulationsdaten enthält und mit einem grafischen Postprozessor visualisiert werden kann. Dieses Vorgehen vereint zwei Vorteile. Zum einen bleibt mit der Berechnung eines vorher definierten Modells die Batchfähigkeit, die für Optimierungsprozesse unverzichtbar ist, gewahrt. Zum anderen lässt sich der Preprozessor entkoppelt vom Simulator entwickeln. Darüber hinaus ist es so möglich, eine Bibliothek von Modelldateien anzulegen, was die Dokumentation des Entwicklungsverlaufes vereinfacht. Bild 12 zeigt Bewegungssequenzen von Beispielen, die bearbeitet wurden.

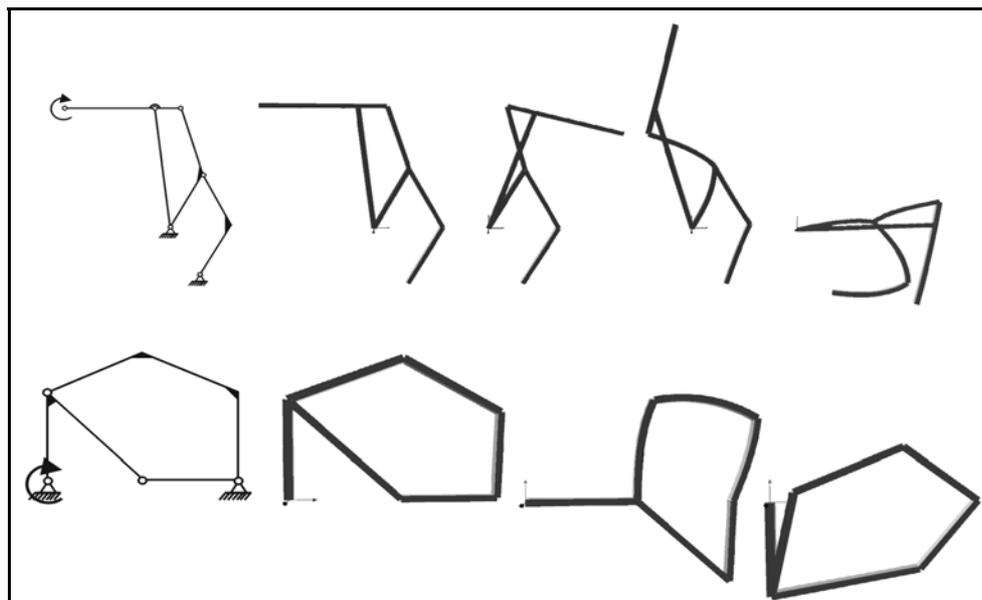


Bild 12: Beispiele für nachgiebige Mechanismen

Bild 14 zeigt den Versuchsaufbau mit einem Viergelenk, in dem zwei nachgiebige Glieder enthalten sind, die im Aufbau den o.g. Streifenproben entsprechen. Für den nachfolgenden Versuch wurden Proben aus UD-Gestrick verwendet, wobei der Kettfaden in Richtung der Streifenbreite verläuft. Der Antrieb erfolgt mit einem Lineartisch über eine angekoppelte Stange, wobei die Antriebskraft mit einer Kraftmessdose gemessen wird. Der Mechanismus weist zwei stabile Lagen auf, zum einen die undeformierte Ausgangskonfiguration, zum anderen eine verformte Konfiguration (siehe Bild 14).

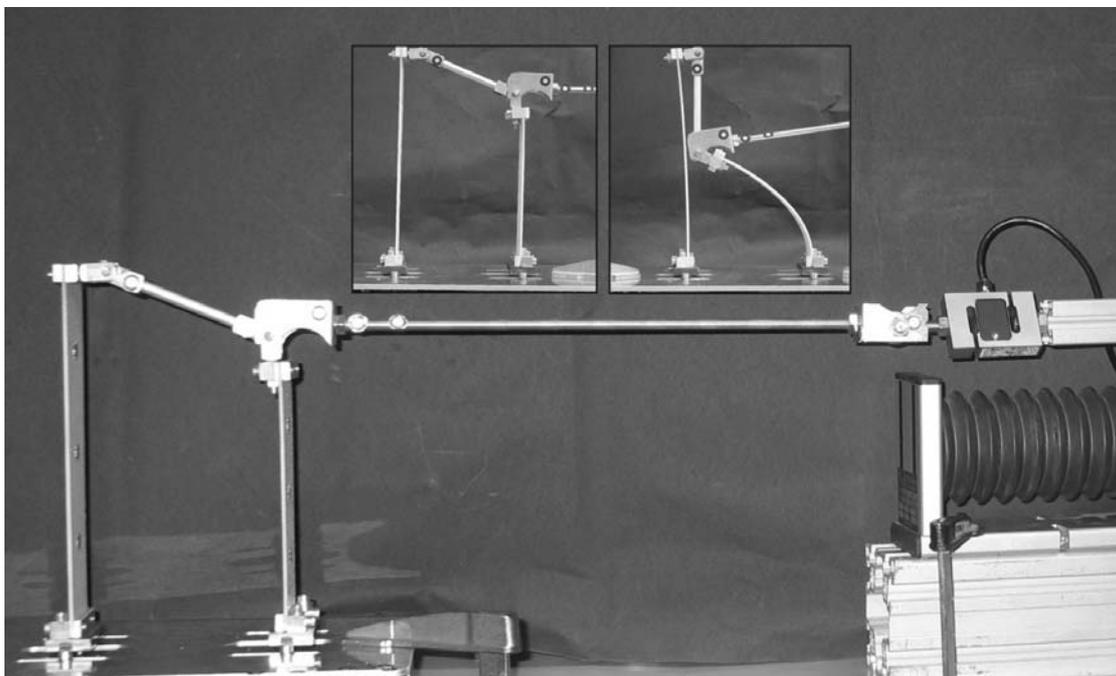


Bild 14: Versuchsaufbau

Die endlosfaserverstärkten Thermoplaste zeigten neben ihrem Leichtbaupotential in einem ersten Versuch auch ein sehr gutes Dauerfestigkeitsverhalten. Die bisherigen Erfahrungen ermutigen zur Entwicklung weiterer Anwendungsbeispiele. Diese liegen z.B. im Bereich von Falt- oder multistabilen Mechanismen. Ziele in der aktuellen Entwicklungsarbeit sind die Erarbeitung leistungsfähiger Synthesealgorithmen für nachgiebige Mechanismen sowie die weitere Untersuchung des Langzeitverhaltens derartiger Konstruktionen.

ZUKUNFTSSICHERUNG DES GETRIEBETECHNISCHEN WISSENS

Digitale Informationen sind durch das Internet sekundenschnell weltweit und verlustfrei

verfügbar. Diese Vorteile treffen auch auf die Informationen und das Wissen über Mechanismen und Getriebe zu.

Damit dieses Wissen, welches zur Zeit lokal verfügbar ist, in seinen verschiedenen Ausprägungen (Lehrbücher, Fachartikel, Getriebeatlant, Getriebemodelle usw.) gesichert, nutzerfreundlich und aktuellen Anforderungen gerecht bereitgestellt wird, wurde das von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderte Projekt „Digitale Mechanismen- und Getriebebibliothek (DMG-Lib)“ ins Leben gerufen. In diesem Projekt arbeiten, unter der Führung Ilmenaus, die TU Ilmenau, die RWTH Aachen und die TU Dresden zusammen. Dabei wird das bei den Projektpartnern vorhandene Ausgangsmaterial nicht nur digitalisiert, sondern auch angereichert und sinnvoll miteinander verknüpft.

Die Vorteile einer solchen digitalen Bibliothek sind (zusätzlich zu einer konventionellen Bibliothek) unmittelbare, weltweite und mengenunabhängige Verfügbarkeit sowie interaktive Gestaltungsmöglichkeit und einfache Informationsgewinnung (engl.: information-retrieval).

Eine Systematisierung liegt allen Bibliotheksvarianten zu Grunde; durch Einscannen der Printmedien sowie durch digitale Foto- und Videoaufnahmen der Modelle wird eine Digitalisierung der Quellen vollzogen. Diese nun digitalen Quellen sind beliebig oft (Gleichzeitigkeit), weltweit (Ortsunabhängigkeit) und sofort (Zugriffsgeschwindigkeit) abrufbar. Jedoch bleibt die Anforderung an den Suchenden, dass er über ein gewisses Vorwissen verfügt, bestehen. Dieser muss die Begriffe, Fachwörter oder gar Titel kennen, um die entsprechenden Quellen zu finden (Suchvorwissen). Des Weiteren hat er keine Möglichkeit die Inhalte seinerseits durch Wissen (entweder unmittelbarer Inhalt oder Verweise auf andere Quellen) zu ergänzen oder diese seinen Bedürfnissen anzupassen (Interaktion). Auch ist eine Verknüpfung zwischen den Quellen höchstens oberflächlich, d.h. nur starr von Quelle zu Quelle (z.B. Buch1 verweist auf Buch2 und Modell1), möglich.

In einer digitalen Bibliothek wie DMG-Lib sind die Inhalte unmittelbar untereinander in einem semantischen Netz verknüpft (z.B. enthält Buch1 die Passage „... der Tschebyschev-Lenker ist ...“, dann wäre das Wort Tschebyschev mit der Biografie von TSCHEBYSCHEV und Tschebyschev-Lenker mit dem entsprechenden Getriebemodell verbunden). Fehlende oder den bisherigen Autoren unbekannt Querverbindungen können flexibel ergänzt werden. Auf Grund dieser starken Vernetzung kann auch der Zugang zu den Informationen erweitert werden; z.B. kann ein Konstrukteur, der ein

bestimmtes Bewegungsproblem zu lösen hat, zunächst die Getriebemodelle, die ein ähnliches Bewegungsverhalten (z.B. stellenweise die gleiche Übertragungsfunktion) haben, suchen und durch Interaktion (d.h. intuitive Analyse und Synthese auf Basis moderner Berechnungsverfahren) verändern.

Die Inhalte der Bibliothek werden den Nutzern in üblichen (kostenfrei nutzbaren) Formaten, wie HTML-Darstellung, VRML-Dateien oder auch Adobe Flash, bereitgestellt und durch Daten aus und für Programme der aktuellen Forschung, beispielsweise die constraint-basierte Modellierung durch MASP, ergänzt.

Um Daten und Funktionen in die DMG-Lib zu integrieren, wurden und werden zunächst alle Quellen in Aachen, Dresden und Ilmenau erfasst, bezüglich der Verwertungsrechte geprüft und katalogisiert. Anhand der Vorarbeit wird eine Reihenfolge festgelegt, und nach dieser werden die umfangreichen Quellen bzw. Rohdaten (allein über 350 Getriebemodelle, etwa 400 historische und 400 neuzeitliche Bücher in Dresden) schrittweise digitalisiert. Anschließend werden diese digitalen Rohdaten analysiert und weiter bearbeitet. So werden Textquellen, d.h. Bücher, Artikel, Lehrbriefe etc., zunächst einer optischen Zeichenerkennung (engl. Optical Character Recognition – OCR) und anschließend einer Analyse der logischen Struktur (Erkennung von Bildunterschriften, Querverweisen, etc.) unterzogen. Ein ähnlicher Weg wird bei den Bildquellen (dies gilt auch für Bilder innerhalb anderer Quellen, z.B. in Büchern) beschritten: Digitalisierung, Analyse und Rückgewinnung der anfänglichen, eigentlichen Daten aus der Pixelrepräsentation der digitalen Rohdaten. Diese aufbereiteten Daten werden, zusätzlich zu den Rohdaten, in der Produktionsdatenbank oder auch in der Portaldatenbank gespeichert. Danach erfolgt eine Anreicherung, z.B. das Verknüpfen zwischen den aufbereiteten Daten, und schließlich die Speicherung in der Portaldatenbank.

Teilweise sind die aufbereiteten Daten umfangreicher als das Original – ein Beispiel: Ein Buch besitzt Überschriften, Abbildungsunterschriften und sonstige strukturierende Merkmale. Diese sind durch das Layout (z.B. andere Schriftgröße) hervorgehoben. Werden nun diese Strukturinformationen (neben dem eigentlichen Text) extrahiert, so kann mit der Technik des Hyperlinks ein Dokument erstellt werden, welches neben dem Text in dessen Layout zusätzlich die Struktur mit Links abbildet – sprich durch einen Mausklick gelangt man von „... siehe Abbildung 1 ...“ zu der entsprechenden Abbildung. Diese Funktionalität stand in dem Buch bisher nicht bereit. Analoges gilt für eine Abbildung eines Getriebes, die nun beispielsweise animiert werden kann.

Wie eingangs erwähnt, besitzt Dresden eine umfangreiche Getriebemodellsammlung – wenn nicht gar die derzeit weltweit größte – und kann so einen bedeutenden Beitrag für die DMG-Lib leisten. Die Getriebemodelle werden in der Lehre eingesetzt und zeigen anschaulich die Funktion des jeweiligen Mechanismus. Mit Hilfe dieser handhabbaren Beispiele wird das Wissen und Verstehen der Getriebe gefestigt und vertieft. Im Laufe der Jahre wurden diese Modelle gesammelt und sind auf mehr als 350 Einzelstücke angewachsen. Dabei hat sich ihre Gestalt je nach Bedarf verändert. Es begann mit originalgetreuen Holz-Messing-Modellen, den SCHUBERT-Modellen, führte über Metall- zu den derzeitig verwendeten Plexiglasmodellen (siehe Bild 15).

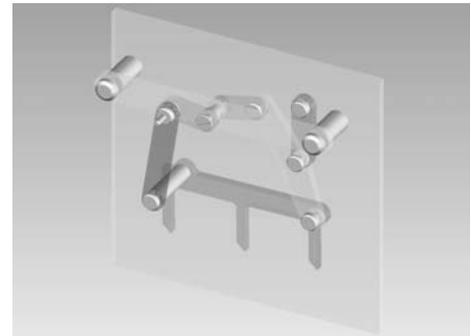
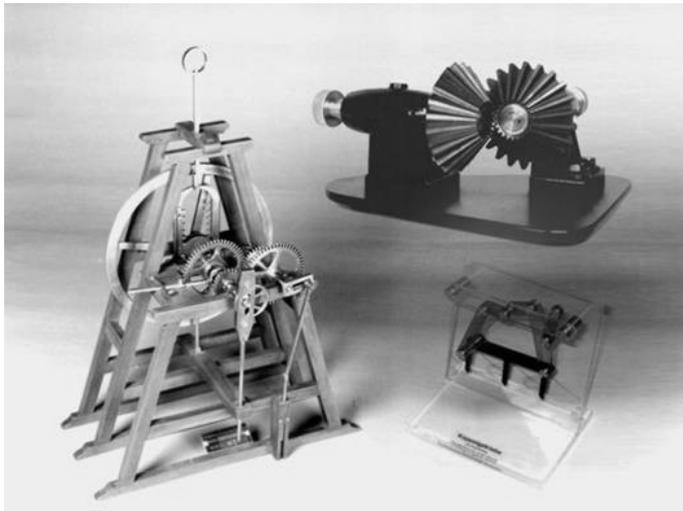


Bild 16: CAD-Modell

Bild 15: Getriebemodelle – Schubert-, Metall- und Plexiglasmodell (v.l.n.r.)

Die Impulse für eine derartige Sammlung stammen von der einst (im 19. Jahrhundert) 800 Getriebemodelle umfassenden REULEAUX-Sammlung in Berlin. Mit der „Sammlung für Kinematik“ wurden an der damaligen Technischen Hochschule Dresden für die Fächer Kinematik und Getriebelehre bedeutsame Anschauungsmodelle aus Zedernholz, Messing und Metall geschaffen. Um die Jahrhundertwende (1900) wurde das Holz in den Getriebemodellen durch metallische Werkstoffe ersetzt – später kam auch Pertinax zum Einsatz. Diese Sammlung ging 1923 mit der Einrichtung der außerordentlichen Professur Getriebelehre unter HERMANN ALT in der „Sammlung für Getriebelehre“ auf. Unter WILLIBALD LICHTENHELDT begannen nach dem Krieg die Rettung der Getriebemodellsammlung, deren Modelle teilweise zerstört oder geraubt wurden, und der Bau der Getriebemodellschränke. Diese Schränke beherbergen 64 Modelle, die die grundlegenden Bewegungen zeigen. Künftig werden virtuelle CAD-Modelle erstellt (siehe Bild 16), welche zwar reale Modelle nie vollständig ersetzen können, aber den aktuellen Anforderungen (schnelle, ortsunabhängige Verfügbarkeit) gerecht werden.

Die Bedeutung der Modelle ist groß; sie sind ein wesentliches Hilfsmittel für die getriebe-technische Vorstellung. Ohne diese wird es schwer die Kinematik eines Getriebes zu erfassen und eine Aufgabe zur Auslegung eines Getriebes zu lösen. Das getriebetechnische „Gefühl“ ist besonders wichtig bei der Struktursynthese, welche eine schöpferische Phase im gesamten Prozess der Getriebesynthese darstellt, und daher ohne Vorstellung nicht möglich ist. Für den Konstrukteur stellt das Getriebemodell ein Vorbild der Konstruktion zur Verfügung – ein Funktionsmuster. Alle Informationen über die Gliederbauweise, alternative Ausführung der Bauteile, Bedarf und Verteilung des Bewegungsraums jedes Gliedes und Zusammenbau mit geeigneten Passungen sind von dem Getriebemodell zu erfahren. Die gesamte Sammlung bietet durch ihre vielfältigen Getriebetypen und -arten für die Industrie einen Katalog von Funktionsmustern für die Auswahl einer ersten Lösung.

Als vorbereitende Maßnahme für die DMG-Lib wurde in enger Zusammenarbeit mit der RWTH Aachen und der TU Ilmenau eine digitalisierte Getriebemodellsammlung an der TU Dresden geschaffen. Dabei wurde von der RWTH Aachen ein Framework auf Basis einer MySQL-Datenbank (engl.: Structured Query Language – SQL), der Skriptsprache PHP (engl.: PHP: Hypertext Preprocessor – PHP), des Webservers Apache und des Tools phpMyAdmin entwickelt. Dieses Framework wurde in Dresden angepasst und ergänzt. Das Resultat ist vorübergehend unter: <http://mfkpc103.mw.tu-dresden.de> online verfügbar. Aus Aachen kam durch die Zusammenarbeit die Anregung zusätzlich zu den Getriebemodellen Beschreibungen in Form von PDF-Dateien hinzuzufügen. In Dresden wird erwogen allen Modellen eine VRML-Beschreibung (engl.: Virtual Reality Modeling Language – VRML) beizulegen. Dadurch werden die Modelle gegenseitig ergänzt und angereichert. Diese Anreicherung geschieht auf Grund der Menge an Modellen schrittweise.



Bild 17: Getriebemodellsuche im Bereich „Browsen“ im DMG-Lib-Portal

Auf dieser digitalisierten Getriebemodellsammlung baut wiederum DMG-Lib auf: Zunächst werden relevante Modelle ausgewählt und in den Bestand integriert und einfach semantisch vernetzt. Außerdem werden die Getriebemodelle, wie schon erwähnt, durch weitere Daten aus und für Software der Forschung ergänzt. Der Zugriff erfolgt dann über die digitale Bibliothek DMG-Lib und somit über das einheitliche Portal (siehe Bild 17). Neben der Literatur und den Modellen, d.h. neben der Wissensrepräsentation, ist die Wissensverarbeitung durch Software ein wichtiger Punkt für die Industrie und Forschung. Dadurch, dass DMG-Lib eine digitale und nicht nur digitalisierte Bibliothek ist, entsteht ein erhöhter Bedarf an Software.

Der bereits angesprochene vielfältige Zugang in der DMG-Lib wird besonders an dem geschaffenen Zeitstrahl oder virtuellem Museum erkennbar.

Die Darstellung des Zeitstrahls wird dynamisch aus einer Datenbank, in welcher die einzelnen Objekte bzw. die entsprechenden Referenzen (beispielsweise bei Bildern) gespeichert sind, generiert. Dabei wurde eine epochale Einteilung vorgenommen, so dass auch der historische Bezug hergestellt werden kann. Außerdem kann die Betrachtungsweise nach verschiedenen Schwerpunkten (Personen, Literatur, Objekte etc.) der dargestellten Zeitpunkte gewechselt werden. Der Zeitraum erstreckt sich von der frühen Neuzeit (1500-1800) über die Industrielle Revolution (1780-1850) und Industrialisierung (1830-1920) bis zur Rationalisierung (1900-1945). Unter den derzeit 48 Personen, darunter weltbekannte Wissenschaftler, wie LEONARDO DA VINCI, JAMES WATT, ANDREAS SCHUBERT oder HERMANN MARTIN ALT, wurden 81

Werke (Literatur, Zeichnungen/Skizzen etc.) und 25 Beispiele zugeordnet. Die Sprache kann zwischen Deutsch und Englisch gewählt werden. Künftig soll dieser ohnehin schon breite Zugang noch durch verschiedene Sichtweisen (z.B. Sicht der Industrie, der Forschung, der Kunst etc.) vervollständigt werden.

Auch das virtuelle Museum bietet interessierten Laien einen Einblick in gewohnheitsgemäßem Stil und erweitert dadurch den Benutzerkreis der DMG-Lib. Jeder Raum dieses Museums fasst die enthaltenen Objekte unter einem Begriff zusammen: Beispielsweise widmet sich ein Raum dem Wandel der Getriebe über die Zeit, ein anderer seltenen Mechanismen oder ein weiterer auch praxisnahen Beispielen (siehe Bild 18).

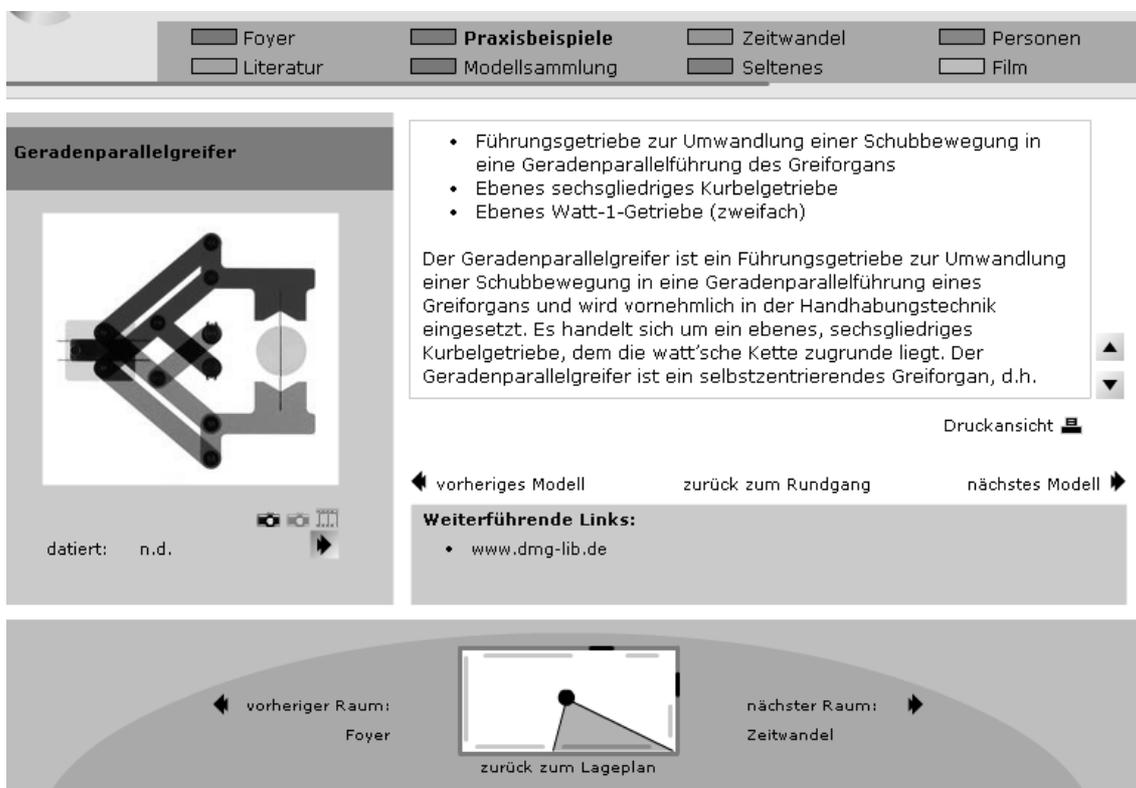


Bild 18: Virtuelles Museum der DMG-Lib

Die Internettechnologie ermöglicht es Verbindungen zwischen Wissen herzustellen – meist fehlt jedoch eine Systematik, um auch die gewünschten Informationen zu erhalten. Mit der DMG-Lib wird ein systematisch und thematisch gegliedertes dynamisches Portal bereitgestellt, das kontinuierlich ausgebaut werden kann. Das umfangreiche Internetportal ermöglicht es der breiten Öffentlichkeit schnell und einfach im gesamten Wissensgebiet unter verschiedenen Aspekten zu navigieren und zu suchen. Die DMG-Lib wird eine international ausgerichtete Bibliothek sein, in der sich

fachlich breites Wissen aus historischen und aktuellen Quellen mit innovativen Konzepten zur Recherche und zur Analyse vereint.