

Modellgetriebe zur Entwicklung der ebenen Schubkurbel aus der ebenen Kurbelschwinge

102

- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung (der Kurbel 1) in eine schwingende Drehung (der Schwinge 3) bzw. Schiebung (des Schieber 3) oder umgekehrt
- Führungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung (der Kurbel 1) in eine Führungsbewegung (der Koppel 2)
- Ebene viergliedrige Kurbelgetriebe

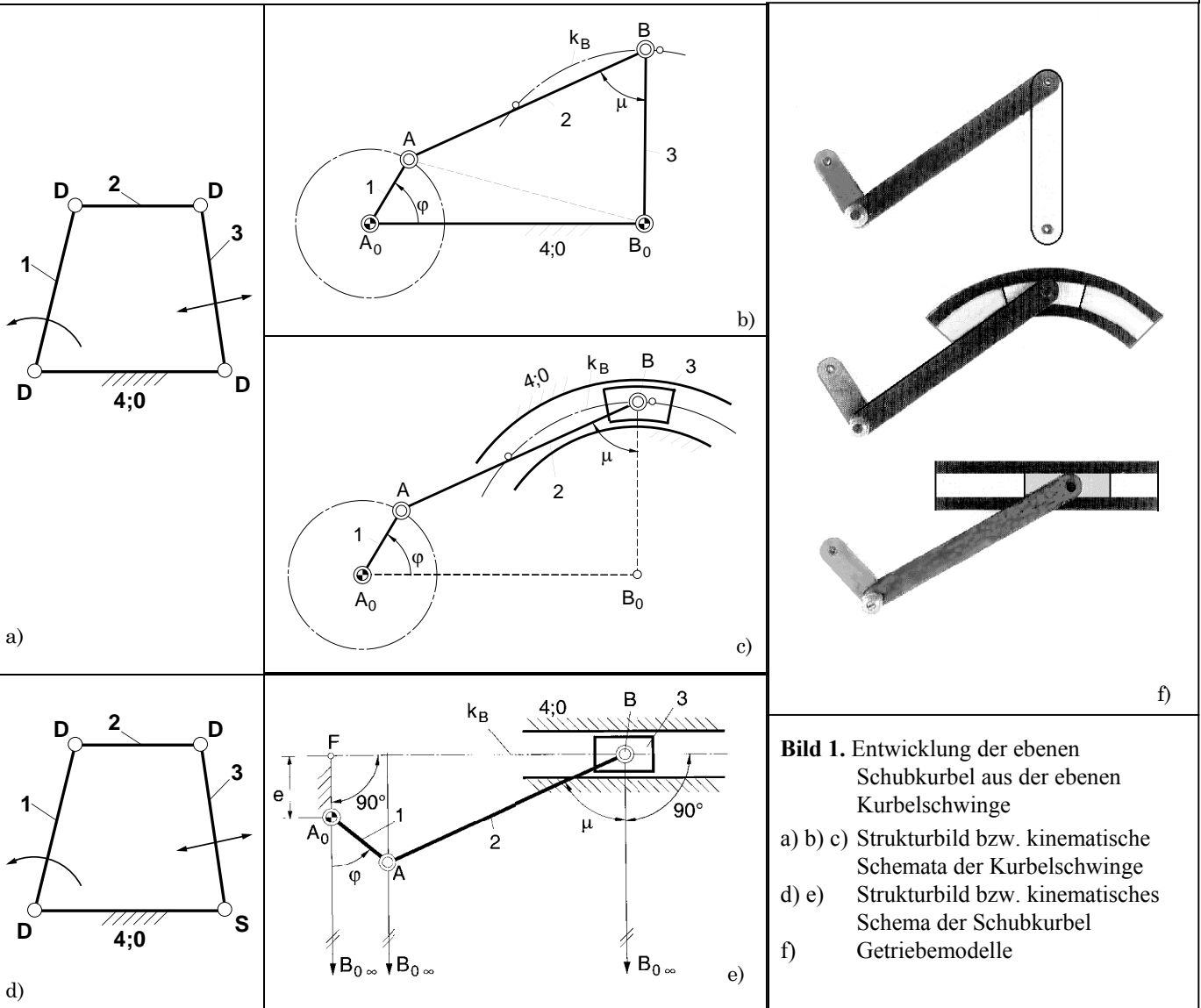


Bild 1. Entwicklung der ebenen Schubkurbel aus der ebenen Kurbelschwinge
a) b) c) Strukturbild bzw. kinematische Schemata der Kurbelschwinge
d) e) Strukturbild bzw. kinematisches Schema der Schubkurbel
f) Getriebemodelle

Symbole im Strukturbild:

D für Drehung **S** für Schiebung **W** für Schraubung (Windung) Antriebsgelenk; Abtriebsglied
Beispiel **D₂S**: Gelenk mit dem Freiheitsgrad 3; 2 Drehungen, 1 Schiebung

Zugriffsmerkmale:

Anzahl der Antriebsgelenke : 1, davon 1 am Gestell
Anzahl der Abtriebsglieder : 1, davon 1 am Gestell
Anzahl der Glieder : 4, davon 4 binär
Anzahl der Gelenke : 4, davon 4 Drehgelenke (D) bei der Kurbelschwinge bzw. 3 Drehgelenke (D) 1 Schubgelenk (S) bei der Schubkurbel

Abmessungen (in Längeneinheiten):

$\overline{A_0A} = l_1 = 1$; $\overline{AB} = l_2 = 3,5$
 $\overline{BB_0} = l_3 = 2,333$; $\overline{BB_{0\infty}} = l_3 = \infty$ bei der Schubkurbel
 $\overline{A_0B_0} = l_4 = 3,667$ bei der Kurbelschwinge bzw.
 $\overline{A_0B_{0\infty}} = l_4 = \infty$ bei der Schubkurbel
 $\overline{A_0F} = e = 0,8$ (Versetzung)

Autor: Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich

Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

Erläuterung:

Es gibt bis in die jüngere Zeit Patentanmeldungen, in denen gegenüber einer bekannten Getriebestruktur in der vorgeschlagenen im wesentlichen Drehgelenke durch Schubgelenke ersetzt wurden. Seitdem für das methodische Konstruieren von Getrieben in Veröffentlichungen und in der Ingenieurausbildung u.a. die Prinzipien „Gelenkartwechsel“ und „Gestellwechsel“ eingehend dargestellt werden, siehe u.a. [2, 3, 4], dürfte die Patentfähigkeit solcher Anmeldungen in der Regel nicht mehr gegeben sein. Das Getriebemodell in **Bild 1** zeigt die Entwicklung der ebenen Schubkurbel aus der ebenen Kurbelschwinge, indem ein Drehgelenk durch ein Schubgelenk ersetzt wird.

Eine ebene kinematische Kette aus vier Gliedern, die durch vier Drehgelenke miteinander verbunden sind (**Bild 2**), ist nach dem Satz von **G r a s h o f** umlauffähig, wenn die Summe aus der kleinsten und der größten Gliedlänge kleiner als die Summe der beiden übrigen Gliedlängen ist:

$$l_{\min} + l_{\max} < l' + l''$$

Das Glied mit der kleinsten Gliedlänge kann dann gegenüber seinen beiden Nachbargliedern ganz umlaufen. Wenn man eines dieser Nachbarglieder zum Gestell macht, erhält man eine Kurbelschwinge A_0ABB_0 (**Bild 1b, f**). Die im Gelenkpunkt A_0 drehbar gelagerte Kurbel 1 läuft im Gestell 4;0 um und ist über die Koppel 2 mit den Drehgelenken A und B mit der im Gestell B_0 drehbar gelagerten Schwinge 3 verbunden. Der Gelenkpunkt B beschreibt während jeder Kurbelumdrehung einen doppelt überstrichenen Kreisbogen k_B mit dem Mittelpunkt B_0 .

Die gleiche Getriebebewegung erhält man, wenn man die Schwinge 3 durch einen kreisbogenförmigen Schieber ersetzt, der in einer kreisbogenförmigen Führung so geführt wird, dass der Gelenkpunkt B sich nach wie vor auf einem Kreisbogen k_B um den gleichen (jetzt ideellen) Mittelpunkt B_0 bewegt (**Bilder 1c, f**).

Lässt man nun den Kreismittelpunkt B_0 gegen Unendlich (∞) gehen, $B_0 \rightarrow B_{0\infty}$, so wird aus dem Kreis, auf dem sich der Gelenkpunkt B bewegt, eine Gerade. Das Glied 3 wird zum Schieber, der im Gestell 4;0 geradlinig geführt wird. Es ist eine Schubkurbel $A_0ABB_{0\infty}$ entstanden (**Bilder 1e, f**). Wie auch die Strukturbilder 1a und 1d zeigen, ist zwischen den Gliedern 3 und 4;0 das Drehgelenk (D) bei der Kurbelschwinge durch ein Schubgelenk (S) bei der Schubkurbel ersetzt worden.

Beim Wandern des Gelenkpunktes B_0 gegen $B_{0\infty}$ im Unendlichen sind auch die Gliedlängen $l_3 = \overline{BB_0}$ gegen $l_3 = \overline{BB_{0\infty}} = \infty$ und $l_4 = A_0B_0$ gegen $l_4 = A_0B_{0\infty} = \infty$ gegangen, ihre Differenz,

$$|l_4 - l_3| = e,$$

ist aber endlich geblieben und stellt bei der Schubkurbel die Versetzung (Exzentrizität) $e = A_0F$ dar. Der Punkt F ist der Fußpunkt des Lotes vom Kurbeldrehpunkt A_0 auf die Bewegungsgerade k_B des Schiebergelenkpunktes B.

Beim vorliegenden Getriebemodell ist die Kurbellänge stets $l_1 = l_{\min}$ und bei der Kurbelschwinge die Gestelllänge $l_4 = l_{\max}$, so dass die Umlauffähigkeitsbedingung

$$l_1 + l_4 < l_2 + l_3$$

oder

$$l_1 + (l_4 - l_3) < l_2$$

lautet. Beim Grenzübergang zur Schubkurbel erhält man daraus die Umlauffähigkeitsbedingung

$$l_1 + e < l_2$$

oder allgemein

$$l_{\min} + e < l'$$

Der Gelenkpunkt B_0 bei der Kurbelschwinge bzw. $B_{0\infty}$ bei der Schubkurbel liegt jeweils auf der Bahnnormalen des Bahnpunktes B. Für die Schubkurbel heißt dies, dass die

Bahnnormale $BB_{0\infty}$ senkrecht auf der Bahngeraden des Punktes B steht (**Bild 1e**). Da in der ebenen (Bewegungs-) Geometrie parallele Geraden sich im Unendlichen schneiden, bedeutet dies, dass der Gelenkpunkt $B_{0\infty}$ auch auf jeder Parallelen zur Geraden $BB_{0\infty}$ liegt, also auch auf einer Parallelen durch den Kurbeldrehpunkt A_0 , so dass $A_0B_{0\infty}$ als Gestellgerade aufgefasst werden kann.

Um auch rechnerisch, z.B. bei der Berechnung von Übertragungsfunktionen, Analogien zwischen der Kurbelschwinge und der Schubkurbel aufzeigen zu können, ist es zweckmäßig, in beiden Fällen den Kurbelwinkel φ einheitlich z.B. von der Gestellgeraden A_0B_0 bzw. $A_0B_{0\infty}$ aus zu zählen (siehe auch die Getriebebeschreibungen Nr. 239 und Nr. 248).

Der Übertragungswinkel $\mu = \sphericalangle ABB_0$ bzw. $\mu = \sphericalangle ABB_{0\infty}$ ist ein Maß für die Übertragungsgüte der Getriebe, wenn an der Kurbel 1 angetrieben wird; der mit dem Kurbelwinkel φ veränderliche Wert des Übertragungswinkels μ sollte möglichst wenig von 90° abweichen, jedoch können i.allg. bis zu $\mu_{\min} = 30^\circ$ zugelassen werden. In beiden Getrieben werde jeweils der Gelenkpunkt A mit B_0 bzw. $B_{0\infty}$ verbunden. Wendet man bei der Kurbelschwinge (**Bild 1b**) für die Strecke AB_0 sowohl im Teildreieck AA_0B_0 als auch im Teildreieck ABB_0 des Gelenkvierecks A_0ABB_0 den Kosinussatz an, so erhält man zur Berechnung des Übertragungswinkels μ die Formel

$$\cos \mu = \frac{1}{2l_2l_3} \left[l_2^2 + l_3^2 - (l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi) \right]$$

oder in anderer Schreibweise

$$\cos \mu = \frac{l_2}{2l_3} - \frac{l_1^2}{2l_2l_3} + \frac{(l_3 - l_4)(l_3 + l_4)}{2l_2l_3} + \frac{l_1l_4}{l_2l_3} \cos \varphi.$$

Beim Grenzübergang für $l_3 \rightarrow \infty$, $l_4 \rightarrow \infty$ erhält man unter Beachtung von $|l_3 - l_4| = e$ daraus für die Schubkurbel die Formel

$$\cos \mu = \frac{e}{l_2} + \frac{l_1}{l_2} \cos \varphi,$$

die man auch direkt aus **Bild 1e** ablesen kann. Die Extremwerte des Übertragungswinkels μ ergeben sich für beide Getriebe aus der Bedingung $\mu' = d\mu/d\varphi = 0$ bei $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$, d.h. in den beiden Gestelllagen der Kurbel.

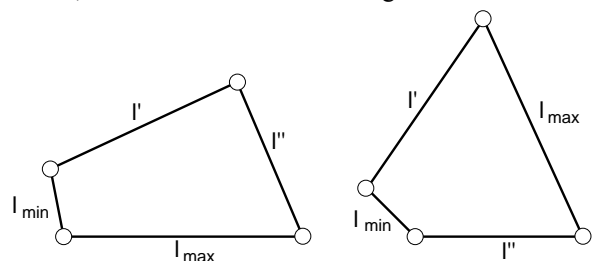


Bild 2. Viergliedrige Drehgelenkketten

- Glieder mit den Längen l_{\min} , l_{\max} , die benachbart sind
- Glieder mit den Längen l_{\min} , l_{\max} , die nicht benachbart sind

Literatur:

- Dittrich, G.; Wehn, V.: Modellgetriebe zur Entwicklung der ebenen Schubkurbel aus der ebenen Kurbelschwinge. Der Konstrukteur 22 (1991) Nr. 6, S. 25/26.
- Meyer zur Capellen, W.; Dittrich, G.: Systematik sphärischer Viergelenkgetriebe. Ind.-Anz. 87 (1965) Nr. 75, S. 1765-70.
- Meyer zur Capellen, W.; Dittrich, G.; Janssen, B.: Systematik und Kinematik ebener und sphärischer Viergelenkgetriebe. Forschungsbericht Nr. 1611 des Landes Nordrhein-Westfalen. Köln: Westdeutscher Verlag, 1966.
- Koller, R.: Konstruktionsmethode für den Maschinen-, Geräte- und Apparatebau. 2. Aufl. Berlin: Springer-Verlag, 1985.