

Tiefziehpresse

- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine schwingende Schiebung mit Proportionalbereich bzw. bereichsweise stationärem Geschwindigkeitsverlauf

- Ebenes achtgliedriges Räderkurbelgetriebe

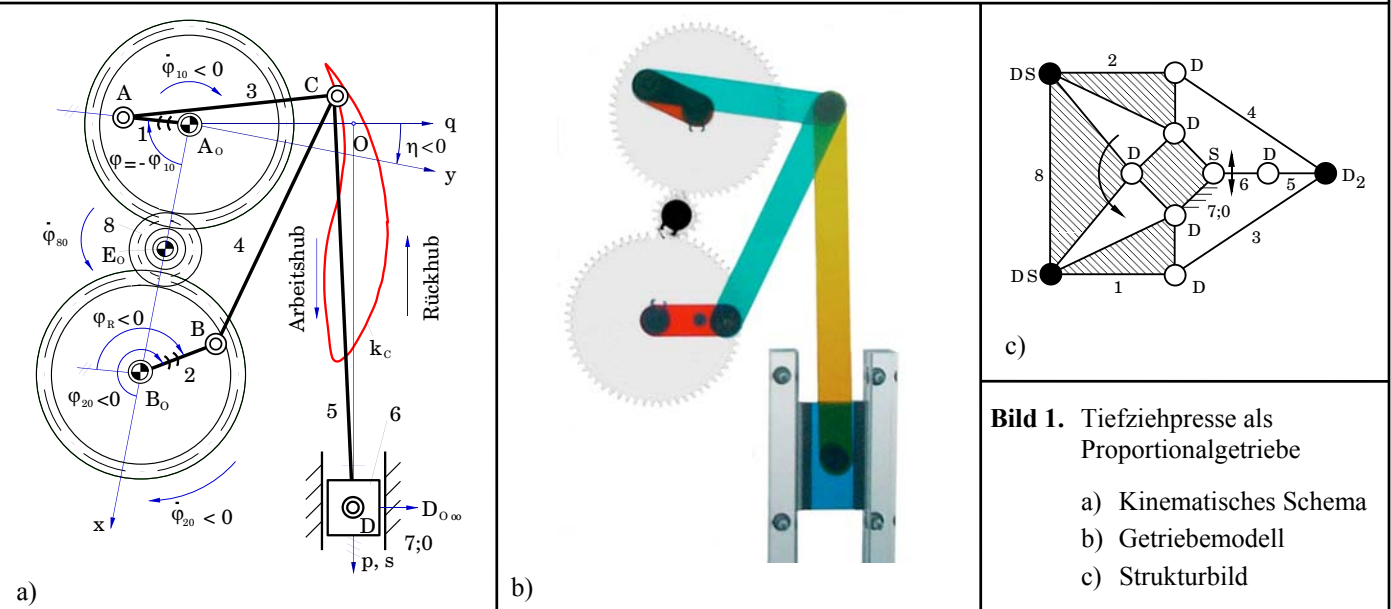


Bild 1. Tiefziehpresse als Proportionalgetriebe
a) Kinematisches Schema
b) Getriebemodell
c) Strukturbild

Symbole im Strukturbild:

D für Drehung **S** für Schiebung **W** für Schraubung (Windung) \curvearrowright Antriebsgelenk; \leftrightarrow 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 : 8, davon 1 quaternär, 3 ternär und 4 binär
- Anzahl der Gelenke : 10, davon 6 Drehgelenke (D), 1 Doppeldrehgelenk (D₂), 1 Schubgelenk (S) und 2 Gleitwälgelenke (DS)

Abmessungen (in Längeneinheiten):

- $\overline{A_0A} \equiv l_1 = 4$; $\overline{B_0B} \equiv l_2 = 5$; $\overline{AC} \equiv l_3 = 13$;
- $\overline{BC} \equiv l_4 = 17$; $\overline{CD} \equiv l_5 = 25$; $\overline{A_0B_0} \equiv l_7 = 15,6$;
- $\overline{A_0E_0} = \overline{B_0E_0} = 7,8$; $\overline{A_0O} \equiv e = 10$; $\eta = -11,09^\circ$.
- Radius des Rades 1 : $r_1 = 6$;
- Radius des Rades 2 : $r_2 = 6$;
- Radius des Rades 8 : $r_8 = 1,8$.

Erläuterung:

Das achtgliedrige ebene Räderkurbelgetriebe nach **Bild 1** ist ein Beispiel für ein Tiefziehpressengetriebe zur Realisierung einer schiebenden Abtriebsbewegung mit bereichsweise stationärem Geschwindigkeitsverlauf. Als Grundgetriebe besitzt es ein fünfgliedriges Kurbelgetriebe A_0ACBB_0 mit dem Laufgrad 2, dessen Zwanglauf durch Antrieb der beiden Kurbeln 1 und 2 erreicht wird. Hierzu sind die Kurbeln als Zahnräder mit den sich darauf befindenden Gelenkpunkten A und B ausgeführt, die nun synchron über das Antriebszahnrad 8 mit konstanter Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{80} > 0$ angetrieben werden. Die Kurbeln 1 und 2 laufen daher mit konstanter Winkelgeschwindigkeit im Uhrzeigersinn ($\dot{\varphi}_{10} < 0, \dot{\varphi}_{20} < 0$) um. Der Gelenkpunkt C des Teilgetriebes A_0ACBB_0 beschreibt somit eine sich nach jedem Umlauf der Glieder 1

bzw. 2 wiederholende Bahnkurve k_c . Der Versetzungswinkel $\varphi_R = \varphi_{20} - \varphi_{10}$ zwischen den Antriebsstellungen der Kurbeln beträgt für das Modellgetriebe $\varphi_R = -154^\circ$, d.h. befindet sich die Kurbel 1 in der Stellung $\varphi_{10} = 0^\circ$, so ist die Kurbel 2 um den Winkel $\varphi_{20} = -154^\circ$ zur Gestellgeraden A_0B_0 gedreht. Das zweite Teilgetriebe besteht aus der Koppel 5 und dem Schieber 6 (Pressenstempel) als Abtriebsglied des Gesamtgetriebes. Die Koppel 5 ist dabei im Gelenkpunkt C angelenkt, so dass das Gelenk C als Doppeldrehgelenk ausgebildet sein muss.

Die Schubgerade des Schieberpunktes D sei die p-Achse eines p,q-Koordinatensystems mit dem Ursprung O. Der Gelenkpunkt A_0 als Ursprung eines x,y-Koordinatensystems mit A_0B_0 als x-Achse hat von der p-Achse den Abstand $\overline{A_0O} = e$. Das x,y-Koordinatensystem ist gegenüber dem p,q-System außerdem um den Winkel $\eta = -11,09^\circ$ gedreht.

Berechnung der Koppelkurve

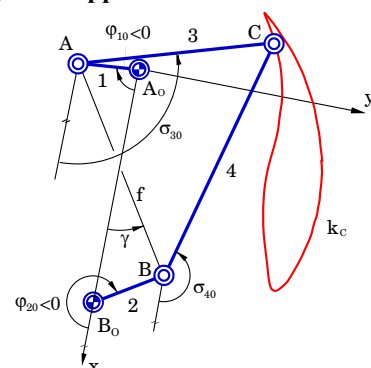


Bild 2. Erläuterung zur Koppelkurvenberechnung

Die Koordinaten der Gelenkpunkte A und B (**Bild 2**) berechnen sich zu

$$x_A = l_1 \cos \varphi_{10}, y_A = l_1 \sin \varphi_{10} ;$$

$$x_B = l_7 + l_2 \cos \varphi_{20}, y_B = l_2 \sin \varphi_{20} .$$

Die Verbindungsstrecke \overline{AB} hat die Länge

$$\overline{AB} = f = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}$$

und ist gegenüber der x-Achse des x,y -Koordinatensystem um den Winkel γ , der sich aus

$$\cos \gamma = (x_B - x_A)/f, \sin \gamma = (y_B - y_A)/f$$

berechnen lässt, geneigt.

Da das Modellgetriebe im ersten Bewegungsbereich betrieben wird, liegen die Koppelwinkel σ_{i0} ($i = 3,4$) in den Grenzen

$$\gamma < \sigma_{i0} < \gamma + \pi.$$

Da für die Koppelwinkel

$$(x_B - x_A) = l_3 \cos \sigma_{30} - l_4 \cos \sigma_{40} ,$$

$$(y_B - y_A) = l_3 \sin \sigma_{30} - l_4 \sin \sigma_{40}$$

gilt, erhält man mit

$$A := (x_B - x_A), B := (y_B - y_A),$$

$$C := (A^2 + B^2 + l_3^2 - l_4^2) / (2 l_3),$$

$$D := (A^2 + B^2 + l_4^2 - l_3^2) / (-2 l_4)$$

und

$$A \cos \sigma_{30} + B \sin \sigma_{30} = C ,$$

$$A \cos \sigma_{40} + B \sin \sigma_{40} = D$$

die Gleichungen für die Koppelwinkel

$$\cos \sigma_{30} = (AC - B \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}) / (A^2 + B^2),$$

$$\sin \sigma_{30} = (BC + A \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}) / (A^2 + B^2),$$

$$\cos \sigma_{40} = (AD - B \sqrt{A^2 + B^2 - D^2}) / (A^2 + B^2),$$

$$\sin \sigma_{40} = (BD + A \sqrt{A^2 + B^2 - D^2}) / (A^2 + B^2).$$

Aus diesen Gleichungen lassen sich die Werte für σ_{30} und σ_{40} ausrechnen. Die Koordinaten des Gelenkpunktes C berechnen sich dann zu

$$x_C = x_A + l_3 \cos \sigma_{30} = x_B + l_4 \cos \sigma_{40} ,$$

$$y_C = y_A + l_3 \sin \sigma_{30} = y_B + l_4 \sin \sigma_{40} .$$

Zur Berechnung des Schieberweges müssen zunächst die x,y -Koordinaten der Bahnkurve k_C in die Koordinaten des p,q -Koordinatensystems transformiert werden (**Bild 3**), das gegenüber dem x,y -Koordinatensystem um den Winkel η gedreht und um p_0, q_0 (hier: $p_0 = 0, q_0 = -e$) verschoben ist:

$$p_C(\varphi_{10}) = p_0 + x_C \cos \eta - y_C \sin \eta ,$$

$$q_C(\varphi_{10}) = q_0 + x_C \sin \eta + y_C \cos \eta .$$

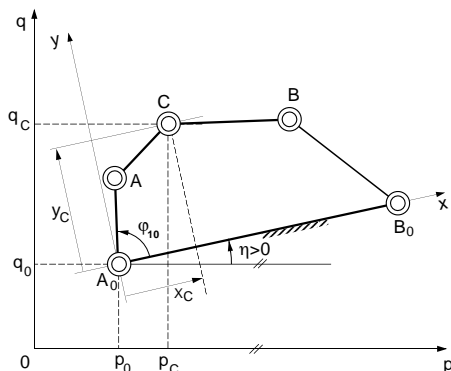


Bild 3. Koordinatentransformation

Übertragungsfunktionen

Die Übertragungsfunktion 0. Ordnung $s(\varphi)$, also die Lage $s = OD$ des Schiebers 6 in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel $\varphi = -\varphi_{10}$, kann mit der folgenden Gleichung angegeben werden:

$$s(\varphi) = p_C + \sqrt{l_5^2 - q_C^2} .$$

Für das vorliegende Getriebe ergibt sich ein bezogener Hub von $s_H/l_1 = 4,6$. Die mit einem kinematischen Analyseprogramm ermittelten und auf die Kurbellänge l_1 bezogenen Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung

$$\frac{s}{l_1}, \frac{s'}{l_1} = \frac{ds}{l_1 \cdot d\varphi} = \frac{\dot{s}}{l_1 \cdot \dot{\varphi}}, \frac{s''}{l_1} = \frac{d^2s}{l_1 \cdot d\varphi^2} = \frac{\ddot{s}}{l_1 \cdot \dot{\varphi}^2}$$

sind in **Bild 4** dargestellt. Für das Modellgetriebe zeigt sich, dass die Geschwindigkeit $\dot{s} = s' \dot{\varphi}$ des Schiebers 6 im Bereich $205^\circ < \varphi < 232^\circ$ nahezu konstant ist. Das bedeutet, dass für diesen Antriebswinkelbereich der Abtriebsweg s annähernd proportional zum Antriebswinkel φ ist. Dieser Proportionalbereich eignet sich nun sehr gut für den eigentlichen Tiefziehvorgang. **Bild 5** zeigt den Hodographen der Bewegung des Abtriebsschiebers 6, wobei der Abstand zwischen zwei auf dem Hodographen eingezeichneten Punkten einem Kurbelwinkel von $\Delta\varphi = 10^\circ$ entspricht.

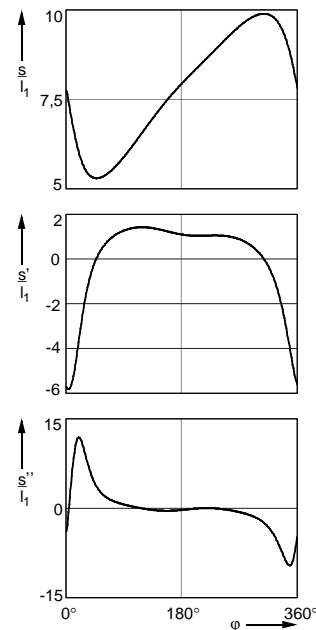


Bild 4. Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung

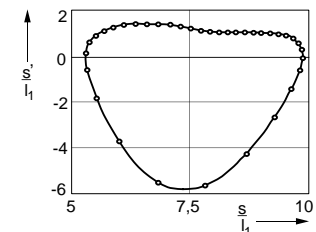


Bild 5. Hodograph

Literatur:

- [1] Dittrich, G., Müller, J.: Tiefziehpresse. Der Konstrukteur 24 (1993) Nr. 11, S. 35/36.
- [2] Dittrich, G.: Flexible Getriebe mit Dreh- und Schubgelenken. VDI-Berichte Nr. 489, S. 31/40. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1983.
- [3] Dittrich, G.; Braune, R.: Methodische Verwendung von Rädergetrieben in ungleichförmig übersetzenden Getrieben. VDI-Z 115 (1973) Nr. 7, S. 569/576.
- [4] Dittrich, G.; Braune, R.: Getriebetechnik in Beispielen. München: R. Oldenbourg-Verlag, 1978.