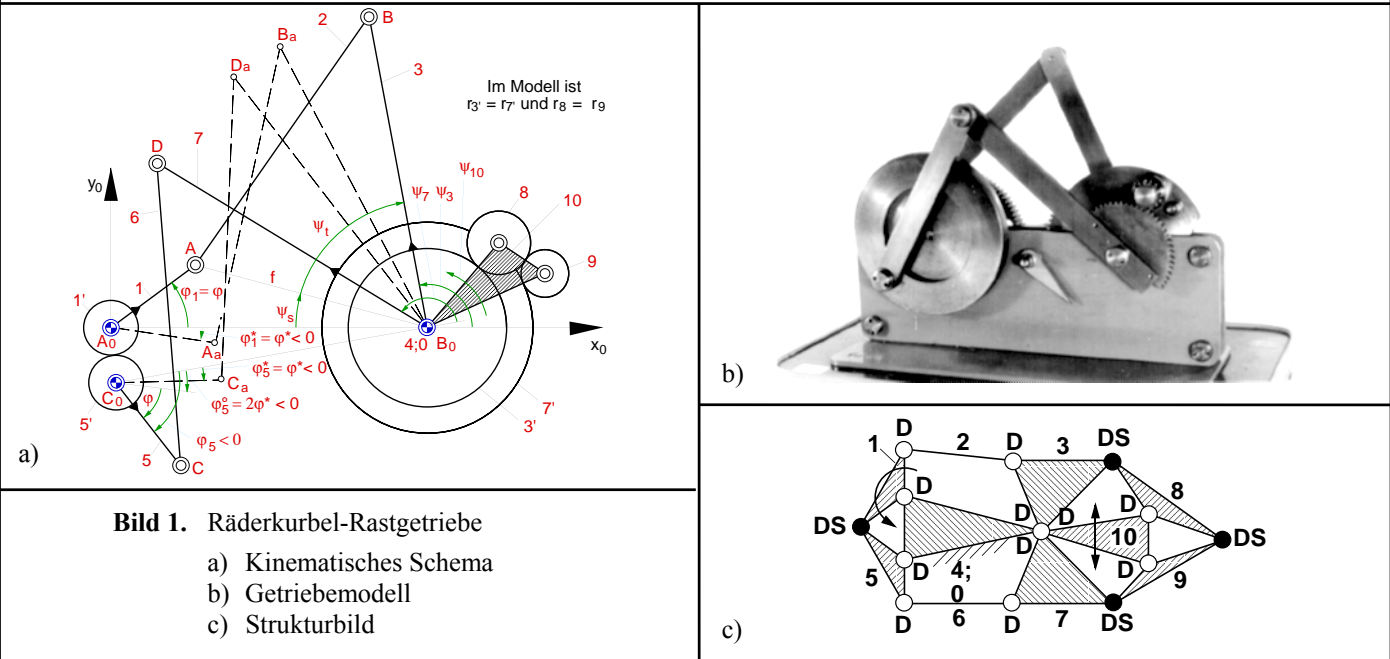


Räderkurbel-Rastgetriebe

214

- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine schwingende Drehung mit einer Rast in einer Umkehrlage
- Ebenes zehngliedriges Rädergetriebe



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: 10, davon 2 binär
 7 ternär
 1 quinternär
 Anzahl der Gelenke: 15, davon 11 Drehgelenke (D)
 4 Gleitwältz Gelenke (DS)

Abmessungen des Modells (in Längeneinheiten):

$\overline{A_0A} = l_1 = 1$; $\overline{AB} = l_2 = 2,875$; $\overline{B_0B} = l_3 = 3$; $\overline{A_0B_0} = l_4 = 3$;
 $\overline{C_0C} = l_5 = 1$; $\overline{CD} = l_6 = 2,875$; $\overline{B_0D} = l_7 = 3$; $\overline{C_0B_0} = l_4 = 3$;
 $r_1 = r_5 = \overline{A_0C_0} / 2$ beliebig; $r_3 = r_7$ beliebig;
 $r_8 = r_9$ beliebig;

Erläuterung:

In dem zehngliedrigen Räderkurbelgetriebe nach **Bild 1** werden die Drehbewegungen zweier identischer gleichschenkliger Kurbelschwinge (A₀ABB₀, C₀CDB₀), deren Kurbeln über ein Zahnradpaar gegenläufig angetrieben werden, durch ein Summengetriebe so überlagert, dass die resultierende Drehbewegung der Abtriebschwinge 10 eine Rast in der äußeren Umkehrlage aufweist. Die beiden gleichschenkligen Kurbelschwinge, bestehend aus der Kurbel 1 (bzw. 5), der Koppel 2 (6), der Schwinge 3 (7) und dem gemeinsamen Gestell 4;0, werden von einem Motor im Gelenk A₀ angetrieben, wobei die Antriebskurbel 1 mit dem außenverzahnten Zahnrad 1' fest verbunden ist, welches das mit der Kurbel 5 fest verbundene, gleich große, außenverzahnte Zahnrad 5' gegenläufig um C₀ antreibt. Die Schwinge 3 und 7 sind jeweils mit den gleich großen, außenverzahnten Zahnradern 3' und 7' fest verbunden. Diese bilden mit dem Steg 10, dem Abtriebsglied des Gesamtgetriebes,

den beiden gleich großen Umlaufrädern 8 und 9 und dem Gestell 4;0 ein Summengetriebe, das dazu dient, die beiden Drehbewegungen ψ_3 und ψ_7 der Schwinge 3 bzw. 7 zur Gesamtbewegung $\psi_{10} = (\psi_3 + \psi_7) / 2$ (1) der Schwinge 10 zu überlagern. Das im Modell (Bild 1b) verwendete reine Summengetriebe gemäß Gl. (1) mit den speziellen Abmessungen $r_3 = r_7$ stellt den Sonderfall des in Bild 1a zum besseren Erkennen dargestellten allgemeinen Überlagerungsgetriebe mit $r_3 \neq r_7$ dar, welches die Gesetzmäßigkeit

$$\psi_{10} = \lambda_1 \psi_3 + \lambda_2 \psi_7 \tag{1a}$$

liefert mit $\lambda_1 = r_3 / (r_3 + r_7)$ und $\lambda_2 = r_7 / (r_3 + r_7)$. Die Radien der Räder 8 und 9 können stets beliebig groß sein. Die Kurbelwinkel $\phi_1 = \angle B_0A_0A$ der Kurbel 1 und $\phi_5 = \angle B_0C_0C$ der Kurbel 5 werden im Gegenuhrzeigersinn positiv gemessen. Die Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung für die beiden identischen gleichschenkligen Kurbelschwinge können von der Getriebebeschreibung Nr. 239 übernommen werden. Zunächst aber möge nur die erste Kurbelschwinge A₀ABB₀ mit $\phi = \phi_1$ sowie $\psi = \psi_3$ betrachtet werden, so dass für die Übertragungsfunktion 0. Ordnung

$$\psi(\phi) = \pi - \psi_s - \psi_t \tag{2}$$

gilt. Daraus ergeben sich die Übertragungsfunktionen 1. und 2. Ordnung zu

$$\psi'(\phi) = -\psi_s' - \psi_t'; \tag{3}$$

$$\psi''(\phi) = -\psi_s'' - \psi_t'' \tag{4}$$

Mit den bezogenen Längen

$$\lambda = \frac{l_1}{l_4}; \mu = \frac{l_2}{l_4}; \nu = \frac{l_3}{l_4}; r = \frac{f}{l_4} = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \phi}$$

Autor: Prof. Dr.-Ing. G. Dittrich
 Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000

gilt für die Winkel ψ_s und ψ_t sowie deren Ableitungen:

$$\sin \psi_s = \frac{\lambda}{r} \sin \varphi \quad ; \quad (5)$$

$$\cos \psi_s = \frac{1 - \lambda^2 + r^2}{2r} = \frac{1 - \lambda \cos \varphi}{r} \quad ; \quad (6)$$

$$\cos \psi_t = \frac{v^2 - \mu^2 + r^2}{2vr} \quad ; \quad (7)$$

$$\psi'_s = -\frac{\lambda(\lambda - \cos \varphi)}{r^2} \quad ; \quad (8)$$

$$\psi''_s = -\frac{\lambda(1 - \lambda^2) \sin \varphi}{r^4} \quad ; \quad (9)$$

$$\psi'_t = -\frac{r'}{2v \sin \psi_t} \cdot \frac{\mu^2 - v^2 + r^2}{r^2} \quad ; \quad (10)$$

$$\psi''_t = \frac{1}{r \sin \psi_t} \left[r'' \cos \psi_t - (2r' \sin \psi_t + r \psi'_t \cos \psi_t) \psi'_t - \frac{\lambda}{v} \cos \varphi \right] \quad (11)$$

Die Ableitungen der mit φ veränderlichen Strecke $f = \overline{AB}_0$, bezogen auf die Gestelllänge l_4 , also von $r = f/l_4$, lauten:

$$r' = \frac{\lambda}{r} \sin \varphi = \sin \psi_s \quad ; \quad r'' = \psi'_s \cos \psi_s \quad (12, 13)$$

Der Graph der Übertragungsfunktion 0. Ordnung $\psi = \psi(\varphi)$ hat einen Wendepunkt bei $\varphi = \varphi^*$ und $\varphi = \varphi^{**}$ (Bild 2), wobei sich der zugehörige Kurbelwinkel φ^* bzw. φ^{**} aus der Bedingung $\psi''(\varphi^*) = 0$ bzw. $\psi''(\varphi^{**}) = 0$ ergibt. Bei den Abmessungen des vorliegenden Modellgetriebes ist diese Bedingung für $\varphi^* = 351,386^\circ \equiv -8,614^\circ$ bzw. $\varphi^{**} = 126,247^\circ$ erfüllt.

Die beiden Kurbelschwingen sind im vorliegenden Modell in der Kurbelstellung $\varphi_1^* = \varphi_5^* = \varphi^*$ über das Zahnradpaar 1', 5' miteinander gekoppelt. Es ergibt sich die äußere Totlage $A_0A_aB_aB_0D_aC_aC_0$ des Gesamtgetriebes mit dem Schwingwinkel ψ_a der Abtriebschwinge 10. Da die Kurbel 5 der zweiten Kurbelschwinge C_0CDB_0 den entgegengesetzten Drehsinn zur Kurbel 1 der ersten Kurbelschwinge besitzt, werden die Übertragungsfunktionen von der Kurbelstellung $\varphi_5^* = 2\varphi^*$ aus in negativer Drehrichtung mit $\varphi_5 = 2\varphi^* - \varphi$ durchlaufen (Bild 2, Kurven $\psi_7, \psi'_7, \psi''_7$). Die Übertragungsfunktionen der zweiten Kurbelschwinge lassen sich mit $\psi = \psi_7$ und $l_5 = l_1, l_6 = l_2, l_7 = l_3$, aus den Gln. (2) bis (13) berechnen, wenn man statt φ den Winkel $(2\varphi^* - \varphi)$ einsetzt. In der Kurbelstellung $\varphi = \varphi^*$ schneiden sich die Graphen der Übertragungsfunktionen 0. Ordnung beider Kurbelschwingen in ihren entsprechenden Wendepunkten mit gleichem positivem bzw. negativem Steigungsmaß. Die Abtriebsbewegung der Schwinge 10 als halbe Summe der Schwingbewegungen der Schwingen 3 und 7 gemäß Gl.(1) weist in dieser äußeren Umkehrstellung eine besonders gute Rast mit vierpunktig berührender Horizontaltangente ($\psi'_{10}(\varphi^*) = \psi'_{10}(\varphi^*) = \psi'_{10}(\varphi^*) = 0$) auf (Bild 2, Kurven ψ'_{10}, ψ'_{10}).

In gleicher Weise ergibt sich auch eine vierpunktige Rast, wenn die beiden Kurbelschwingen statt in der Kurbelstellung φ^* bei

Literatur:

- [1] Dittrich, G., Wehn, V.: Räderkurbel-Rastgetriebe. Der Konstrukteur 22 (1991) Nr. 5, S. 21/22.
- [2] Meyer zur Capellen, W.: Erzeugung von Rasten durch Addition von Bewegungen. Ind.-Blatt 61 (1961) Nr. 10, S. 671-675.
- [3] VDI-GKE (Hrsg.): Richtlinie VDI 2725, Blatt 1, Entwurf: Getriebekennwerte für den Entwurf und die Entwicklung von Getrieben. Düsseldorf: VDI-Verlag 1963.

$\varphi^{**} = 126,247^\circ$ gekoppelt werden (Bild 3). In diesem Fall ergibt sich sogar eine noch bessere Rastgüte als bei der im Modell gewählten Einstellung (Bild 4).

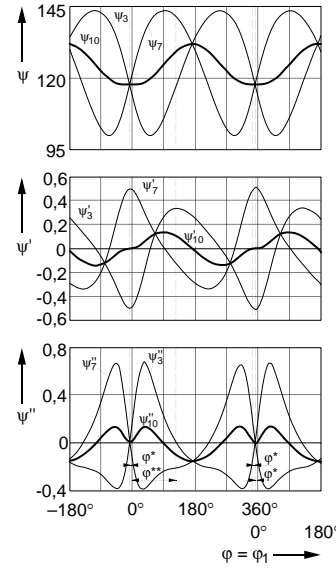


Bild 2. Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung für das Getriebemodell (Kopplung bei $\varphi^* = -8,614^\circ$)

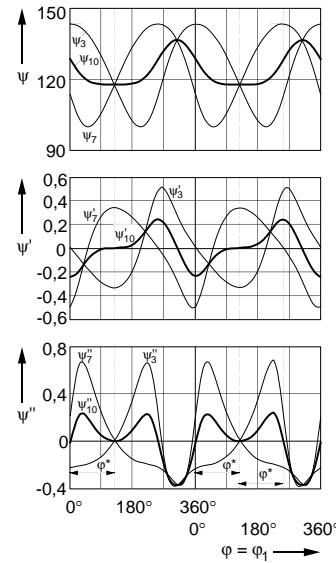


Bild 3. Übertragungsfunktionen 0. bis 2. Ordnung für eine Kopplung bei $\varphi^{**} = 126,247^\circ$

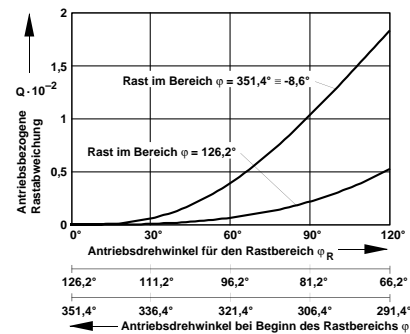


Bild 4. Antriebsrastgüte nach [3]

Antriebsrastabweichung nach Richtlinie VDI 2725 [3]:

$$Q = \frac{\Delta \psi_R}{\varphi_R} \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l} \Delta \psi_R \quad \text{Rastabweichung} \\ \varphi_R \quad \text{Antriebsdrehwinkel für die Rast} \end{array}$$

