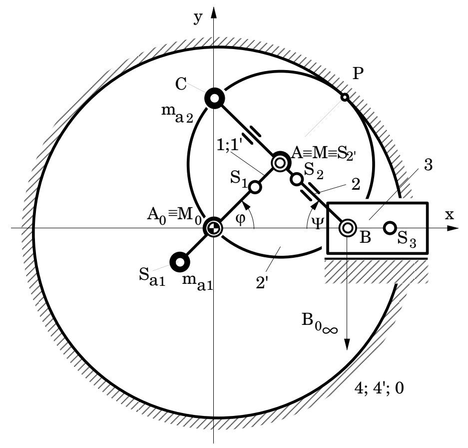
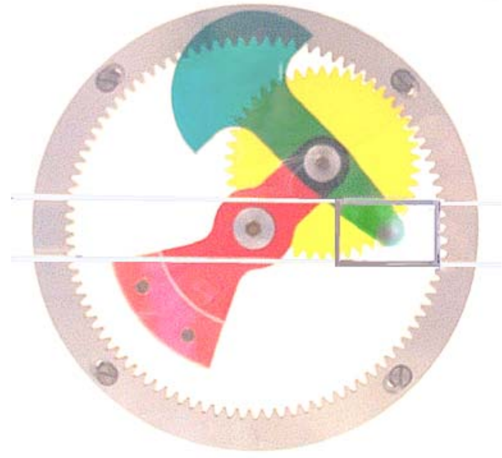
Institut für Getriebetechnik und Maschinendynamik
der RWTH Aachen

Räderkurbelgetriebe mit vollständigem Massenausgleich 317

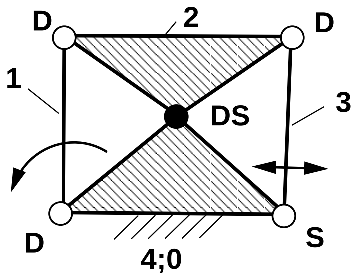
- Übertragungsgetriebe zur Umwandlung einer umlaufenden Drehung in eine Schubbewegung
- Führungsgetriebe zur exakten Geradführung eines Koppelpunktes
- Ebene gleichschenklige Schubkurbel, kombiniert mit einem Kardankreispaar



a)



b)



c)

Bild 1. Räderkurbelgetriebe mit vollständigem Massenausgleich

a) Kinematisches Schema

b) Modellgetriebe

c) Strukturbild zum Räderkurbelgetriebe

Symbole im Strukturbild:
D für Drehung **S** für Schiebung **W** für Schraubung (Windung) Antriebsgelenk; Abtriebsglied
Beispiel $\mathbf{D_2S}$: 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 2 binär, 2 ternär
Anzahl der Gelenke :	5, davon 3 Drehgelenke (D), 1 Schubgelenk (S), 1 Gleitwälzgelenk (DS)

Abmessungen (in Längeneinheiten):

$\overline{A_0A} \equiv l_1 = 1$; $\overline{M_0M} = r_{1'} = 1$;
$\overline{AB} \equiv l_2 = 1$; $\overline{M_0P} = r_{4'} = 2$;
$\overline{AC} \equiv k = 1$; $\overline{MP} = r_{2'} = 1$;
$\sphericalangle BAC \equiv \chi = 180°$.

Erläuterung:
Das ebene Räderkurbelgetriebe nach **Bild 1** ist die Kombination aus einer gleichschenkligen Schubkurbel $A_0AB(B_{0\infty})$, bestehend aus der Kurbel 1, der Koppel 2, dem Schieber 3 und dem Gestell 4;0, und einem Umlaufrädergetriebe mit dem Steg 1', dem Umlaufrad 2' und dem feststehenden Mittelrad 4';0. Die Kurbel 1 und der Steg 1' sind ein Glied ($r_{1'} = l_1$), das Umlaufrad 2' ist fest mit der Koppel 2 verbunden ($r_{2'} = l_2$). Das Räderpaar mit dem Radienverhältnis $r_{2'} : r_{4'} = 1 : 2$ ist ein Kardankreispaar. Das Umlaufrädergetriebe ist notwendig, um die durchschlagfähige Schubkurbel eindeutig durch die Durchschlagslagen bei den Kurbelwinkeln $\varphi_1 = 90°$ und $\varphi_2 = 270°$ zu bewegen (siehe Getriebebeschreibung Nr. 303).

Durch die Kopplung zweier kinematisch äquivalenter Getriebe mit dem Freiheitsgrad F = 1 ist ein lauffähiges Gesamtgetriebe mit F = 0 entstanden. Die Überbestimmtheit kann durch Einführen eines zusätzlichen Gelenkfreiheitsgrades zwischen den Gliedern 2 und 3 beseitigt werden (**Bild 2**). Im Folgenden sei vorausgesetzt, dass durch ein solches Gelenk im Gelenkpunkt B Kräfte nur in x-Richtung auf die Koppel 2 übertragen werden.
Mit dem Räderkurbelgetriebe kann eine gleichmäßige umlaufende Drehung der Kurbel 1 in eine Schubbewegung des Schiebers 3 gewandelt werden, wobei ein vollständiger Massenausgleich möglich ist, so dass keine Massenwirkungen von dem Getriebe auf das Gestell und den Antrieb auftreten.
Setzt man eine konstante Antriebswinkelgeschwindigkeit $\omega_{10} = d\varphi/dt = const$ der Kurbel 1 voraus, so dreht sich die Koppel 2 bzw. das Umlaufrad 2' wegen $\psi = \varphi$ auch mit konstanter Winkelgeschwindigkeit $\omega_{20} = d\psi/dt = const$, so dass die sich drehenden Getriebeglieder kein beschleunigungsbedingtes Massenmoment bewirken und ihre Massenträgheitsmomente nicht betrachtet werden müssen. Die Koppelpunkte B und C bewegen sich geradlinig auf der x- bzw. y-Achse eines gewählten rechtwinkligen Koordinatensystems mit dem Ursprung in $M_0 \equiv A_0$. Es gilt mit $\varphi = \omega_{10}\,t$ und $\omega_{10} = const$

$$x_B = 2\,l_1 \cos\varphi\ ;$$
$$\dot{x}_B = d\,x_B/dt = -2\,l_1\,\omega_{10}\sin\varphi\ ;$$
$$\ddot{x}_B = d^2x_B/dt^2 = -2\,l_1\,\omega_{10}^2\cos\varphi\ ;$$
$$y_C = 2\,l_1 \sin\varphi;$$

$$\dot{y}_C \;=\; d\,y_C / dt \;=\; 2\,l_1\,\omega_{10} \cos\varphi;$$
$$\ddot{y}_C \;=\; d^2 y_C / dt^2 \;=\; -\,2\,l_1\,\omega_{10}^2 \sin\varphi.$$

Massenkräfte und –momente:

Die Kurbel 1 einschließlich des Steges 1' habe die Masse m_1 und die durch $\overline{A_0S_1} = l_{S1}$ gegebene Lage des Schwerpunktes S_1 auf A_0A. Auf der Gegenseite werde im Punkt S_{a1} auf der gleichen Mittellinie im Abstand $\overline{A_0S_{a1}} = l_{Sa1}$ die noch festzulegende Ausgleichsmasse m_{a1} angebracht. Die Koppel 2 mit der Masse m_2 habe ihren Schwerpunkt in S_2 im Abstand $\overline{AS_{a2}} = l_{Sa2}$ vom Kurbelendpunkt A. Die Berechnung der Massenkräfte und –momente vereinfacht sich, wenn für die Koppel ein Ersatzsystem eingeführt wird, das aus den Massen m_{2B} im Punkt B und m_{2C} im Punkt C besteht, die durch eine masselose Stange verbunden sind. Der Erhalt der Koppelmasse fordert

$$m_{2B} + m_{2C} = m_2\,,$$

der Erhalt der Schwerpunktlage fordert

$$m_{2B}\,(l_2 - l_{S2}) = m_{2C}\,(l_2 + l_{S2})\,.$$

Daraus folgt für die Ersatzmassen

$$m_{2B} = \frac{l_2 + l_{S2}}{2l_2} m_2\,, \quad m_{2C} = \frac{l_2 - l_{S2}}{2l_2} m_2\,.$$

Im Koppelpunkt C werde die noch festzulegende Masse m_{a2} angebracht. Der Schwerpunkt S_3 des Schiebers 3 liege auf der mit der x-Achse zusammenfallenden Mittellinie des Gliedes. In der Schiebermasse m_3 sei auch die translatorisch bewegte Masse enthalten, die durch nachfolgende Baugruppen bedingt ist. Das mit der Koppel fest verbundene Umlaufrad 2', dessen Mittelpunkt M und damit Schwerpunkt $S_{2'}$ mit dem Kurbelendpunkt A zusammenfällt, hat die Masse $m_{2'}$.

Die in einer allgemeinen Kurbelstellung φ auftretenden Massenkraftkomponenten sind

$$F_x = m_1\omega_{10}^2 l_{S1} \cos\varphi + m_{2'}\omega_{10}^2 l_1 \cos\varphi$$
$$\qquad - (m_{2B} + m_3)\;\ddot{x}_B \;- m_{a1}\omega_{10}^2 l_{a1} \cos\varphi\,,$$

$$F_y = m_1\omega_{10}^2 l_{S1} \sin\varphi + m_{2'}\omega_{10}^2 l_1 \sin\varphi$$
$$\qquad - (m_{2C} + m_{a2})\;\ddot{y}_C \;- m_{a1}\omega_{10}^2 l_{a1} \sin\varphi\,.$$

Setzt man in die Gleichungen für $\ddot{x}$ und $\ddot{y}$ die vom Kurbelwinkel φ abhängigen Terme ein, so erhält man

$$F_x = \omega_{10}^2 \cos\varphi\;[m_1 l_{S1} + (m_{2'} + 2m_{2B} + 2m_3) l_1 - m_{a1} l_{a1}]\,,$$

$$F_y = \omega_{10}^2 \sin\varphi\;[m_1 l_{S1} + (m_{2'} + 2m_{2C} + 2m_{a2}) l_1 - m_{a1} l_{a1}]\,.$$

Setzt man die Kraftkomponenten, wie gewünscht, gleich null, so ergeben sich die beiden notwendigen Ausgleichsmassen m_{a1} und m_{a2} aus folgenden Bedingungsgleichungen:

$$m_{a2} + m_{2C} \;=\; m_{2B} + m_3\,,$$

$$m_{a1}\,l_{a1} \;=\; m_1\,l_{S1} + (m_{2'} + 2m_{2B} + 2m_3)\,l_1\,.$$

Die erste Gleichung besagt, dass man sich die Massen $m_2 = m_{2B} + m_{2C}$, m_{a2}, m_3 zusammen mit der Radmasse $m_{2'}$ in dem Kurbelendpunkt A vereinigt denken kann. Die zweite Bedingungsgleichung lässt sich so deuten, dass der Massenmittelpunkt aller bewegten Getriebeglieder zusammen ständig im Kurbeldrehpunkt A_0 liegt.

Die an den bewegten Getriebegliedern auftretenden Massenkräfte heben sich durch die Ausgleichsmassen also insgesamt auf. Da die Massenkräfte keine Hebelarme bezüglich der z-Achse durch A_0 haben und bei konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit die Getriebeglieder keine Winkelbeschleunigung besitzen, treten um die z-Achse auch keine Massenmomente auf, so dass das Gestell und die Antriebswelle hierdurch unbelastet bleiben. Es ist lediglich ein Antriebsmoment zum Ausgleich von Reibungsverlusten notwendig und natürlich zum Aufbringen der Arbeitskräfte und –momente an der nachfolgenden Baugruppe.

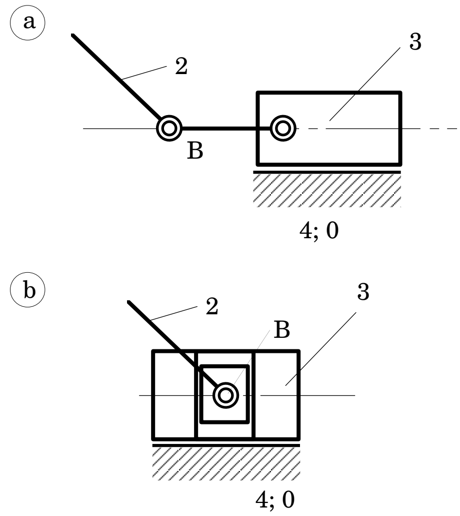


Bild 2. Gelenkige Verbindung zwischen den Gliedern 2 und 3 mit zwei Freiheitsgraden

Bild 3 zeigt eine konstruktive Ausführung des Räderkurbelgetriebes. Die Konstruktion ist bei einem bestimmten Hub für verschiedene Abtriebsmassen und Drehzahlen geeignet, um den Aufbau einer Baureihe zu ermöglichen.

Das Räderkurbelgetriebe hat sich in verschiedenen Verarbeitungsmaschinen bewährt.

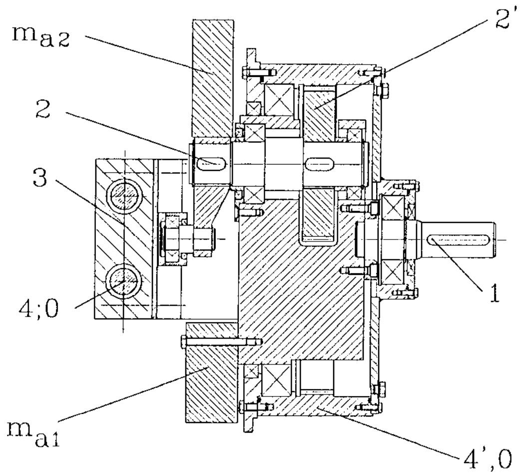


Bild 3. Konstruktive Ausführung des Räderkurbelgetriebes

Literatur:

[1] Dittrich, G., Schmeink, M.: Räderkurbelgetriebe mit vollständigem Massenausgleich. Der Konstrukteur 26 (1995) Nr. 1-2, S. 25/26.

[2] Dittrich, G.; Braune, R.: Getriebetechnik in Beispielen. 2. Auflage. München, Wien: Oldenbourg-Verlag 1987.

[3] Mannesmann Demag Hüttentechnik: Kaltpilgerwalzwerk Typ KPW 18MHR. Mönchengladbach, 02/05. 1989. – Firmenschrift

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

Vorveröffentlichung in [1] und Erstveröffentlichung im Internet am 30.05.2000