Wälzhebelgetriebe

Von **Kurt Hain**

Bei den im folgenden zu behandelnden Wälzhebelgetrieben soll zwischen den miteinander in Berührung stehenden Kurvenkörpern nur eine rollende Bewegung auftreten; zu diesem Zweck müssen diese Kurvenkörper eine bestimmte Form haben. Durch den Wegfall der Gleitbewegung zwischen den Wälzkurven können die Reibungsverluste sehr stark verringert werden, da an Stelle der gleitenden Reibung die Rollreibung tritt. Bekanntlich liegen die Reibungsverluste bei der Rollreibung um eine Größenordnung niedriger als diejenigen bei der Gleitreibung.

Der Begriff „Wälzen" wird gegenwärtig im Schrifttum eingehend diskutiert. Die Getriebegruppe des *VDI-AWF (Ausschuß für Wirtschaftliche Fertigung)*, Berlin, bemüht sich, die Begriffe der Bewegungsformen Rollen, Wälzen und Gleiten gegeneinander abzugrenzen, wobei das Wälzen sowohl die Roll- als auch die Gleitbewegung einschließen soll. Demgegenüber sollen im vorliegenden Aufsatz auch die Kurvengetriebe, bei denen die Wälzkurven, ohne zu gleiten, aufeinander abrollen, als Wälzhebelgetriebe bezeichnet werden. Eine weitere Kennzeichnung wurde kürzlich bekanntgegeben [1]: Bei Wälzgetrieben rollen die Wälzkörper aufeinander ab, und die zu übertragenden Kräfte treten als tangentiale Kräfte in den Hertzschen Flächen auf.

Bei ebenen Getrieben, das sind solche Getriebe, bei denen sich sämtliche Bewegungen maßstabsgetreu in eine Ebene projizieren lassen, sind die Polkurven ein Kennzeichen für die ebene Bewegung im allgemeinen, d.h., jede solche Bewegung läßt sich durch das Abrollen zweier Polkurven aufeinander darstellen, wobei eine dieser beiden Polkurven, die sogenannte Rastpolbahn, stillsteht und die andere, die sogenannte Gangpolbahn, sich bewegt. Um ein einwandfreies Abrollen aufeinander zu gewährleisten, müssen nach einer Rollbewegung die abgerollten Kurvenlängen beider Kurvenkörper einander gleich sein. Legt man also ein ebenes Getriebe (z.B. ein Gelenkviereck) zugrunde, so kann man aus einem solchen Getriebe sofort ein Wälzhebelgetriebe ableiten, das die gleichen Bewegungen ausführt, wie das ursprüngliche Getriebe. Die Konstruktion derartiger Polkurven aus einem Getriebe mit gegebenen Abmessungen ist verhältnismäßig einfach, so daß auf entsprechende frühere Veröffentlichungen hingewiesen werden kann [2]. Da man aber bei der Ableitung der Polkurven aus gegebenen Getrieben auf deren Form keinen Einfluß hat, sollen im folgenden grundsätzliche Betrachtungen über den Entwurf von Pol- bzw. Wälzkurven für gegebene Bedingungen angestellt werden.

Grundlagen der Wälzbewegungen

Wenn zwei Wälzkurven sich aufeinander bewegen sollen, ohne zu gleiten, müssen bestimmte Bedingungen erfüllt sein. Zunächst soll ein einfaches, zeichnerisches Verfahren bekanntgegeben werden, wie die Koppelkurve α (**Bild 1**) eines Punktes E einer bewegten Ebene festgelegt werden kann, wenn

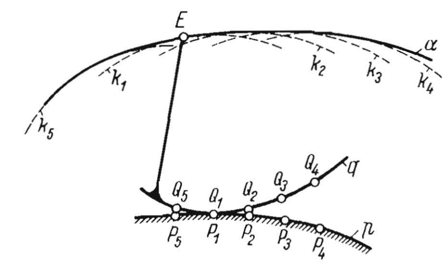

Bild 1. Konstruktion der Koppelkurve α bei gegebener Rastpolbahn p und Gangpolbahn q.

q die Wälzkurve dieser bewegten Ebene ist und auf der feststehenden Wälzkurve p abrollt. Vom augenblicklichen Berührungspunkt P_1 bzw. Q_1 der beiden Wälzkurven ausgehend, wählt man auf beiden Kurven gleiche, möglichst kleine Sehnen $P_1 P_2 = Q_1 Q_2$, $P_2 P_3 = Q_2 Q_3$ usw. Dann schlägt man mit dem Halbmesser $Q_2 E$ den Kreisbogen k_2 um P_2, mit dem Halbmesser $Q_3 E$ den Kreisbogen k_3 um P_3 usw. und findet die vom Koppelpunkt E durchlaufene Koppelkurve α als Hüllkurve der Kreisbögen $k_1, k_2, k_3 \ldots$

Sind die Koppelkurve des Punktes E und die bewegte Polkurve q gegeben und ist die feststehende Polkurve p zu bestimmen, so kann man z.B. nach **Bild 2** vorgehen. Man nimmt auf der gegebenen Kurve q beliebige Q-Punkte möglichst eng benachbart an, zeichnet den Kreis r_2 um P_1 durch Q_2 und bestimmt den Mittelpunkt P_2 auf r_2 des die Kurve α berührenden Kreises k_2 mit dem Radius $Q_2 E$. Punkt P_3 der Rastpolbahn p findet man auf dem Kreis r_3 mit dessen Mittelpunkt P_2 und Halbmesser $Q_2 Q_3$, wenn man den berührenden Kreis an α mit dem Halbmesser $Q_3 E$ und dessen Mittelpunkt P_3 auf r_3 zeichnet.

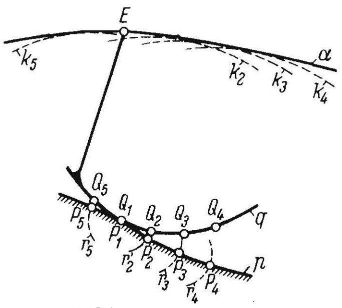

Bild 2.

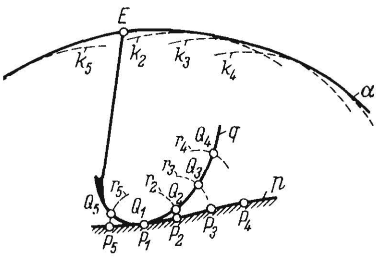

Bild 3.

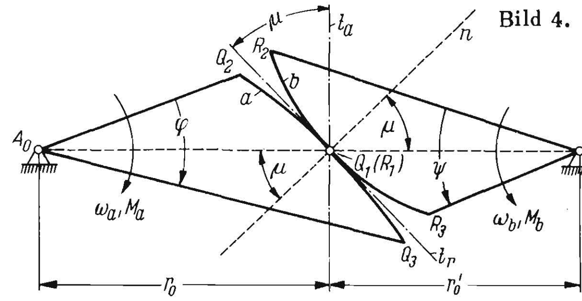

Bild 4.

Bild 2. Konstruktion der Rastpolbahn p bei gegebener Koppelkurve a und Gangpolbahn q.

Bild 3. Konstruktion der Gangpolbahn q bei gegebener Koppelkurve a und Rastpolbahn p.

Bild 4. Grundlegende Betrachtungen an einem Wälzhebelgetriebe zur Übertragung schwingender Bewegungen.

Bei gegebener Koppelkurve a und Rastpolbahn p (**Bild 3**) wählt man beliebige P-Punkte möglichst eng benachbart auf p, zeichnet den Kreis r_2 um Q_1 durch P_2, um P_2 den berührenden Kreis k_2 an a und mit dessen Halbmesser den Kreis um E, der r_2 in Q_2 schneidet; weiterhin den Kreis r_3 um Q_2 mit Halbmesser P_2P_3, den berührenden Kreis k_3 an a um P_3 und mit dessen Halbmesser den Kreis um E, der r_3 in Q_3 schneidet.

Übertragungen von Schwingbewegungen

Zur Umwandlung einer schwingenden Bewegung um eine Welle A_0 in eine andere schwingende Bewegung um eine Welle B_0 (**Bild 4**) genügen zwei Wälzhebel. Die Bedingungen für eine gleitlose Bewegung zwischen den Wälzkurven a und b besteht darin, daß der augenblickliche Berührungspunkt Q zwischen den beiden Kurven immer auf der Verbindung A_0B_0 der beiden Hebeldrehpunkte liegen muß. Um eine gute Bewegungsübertragung zu gewährleisten, ist es notwendig, ein Klemmen zwischen beiden Wälzkurven zu vermeiden. Dieses Klemmen kann in unmittelbare Beziehung zum sogenannten Übertragungswinkel μ gebracht werden [3]. Dieser Winkel μ ist bei Wälzhebelgetrieben als der Winkel zwischen der gemeinsamen Tangente t_r der beiden Wälzkurven a und b und der Senkrechten t_a in Q auf A_0Q gekennzeichnet bzw. als der Winkel zwischen der Geraden A_0B_0 und der Normalen n auf t_r im Berührungspunkt Q der beiden Wälzkurven. Ist der Winkel $\mu = 90°$, so ist die Übertragung zwischen den beiden Wälzkurven am günstigsten. Ist dagegen $\mu = 0°$, so ist eine formschlüssige Übertragung zwischen den beiden Wälzkurven praktisch unmöglich. Der Fall $\mu = 0°$ liegt bei Reibradgetrieben vor, bei denen die Übertragung durch die Reibkraft erfolgt. Diese Reibkraft wird meist durch eine Normalkraft in Richtung der Achsverbindung A_0B_0 erzeugt. Da im vorliegenden Falle eine Bewegungsübertragung durch Reibung ausgeschlossen sein soll, muß bei allen folgenden Betrachtungen der Übertragungswinkel μ möglichst wenig von 90° abweichen.

Bei Zahnradgetrieben ist das Übersetzungsverhältnis gekennzeichnet durch $i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{r'_0}{r_0}$.

Auch bei Wälzhebelgetrieben verhalten sich die Winkelgeschwindigkeiten umgekehrt wie die Abstände der Drehpunkte vom augenblicklichen Berührungspunkt der Wälzkurven. Dieser augenblickliche Berührungspunkt entspricht dem Wälzpunkt bei Zahnrädern; er ist der augenblickliche Relativpol zwischen den beiden Wälzkurven. Wenn der Winkel μ größer als 0° sein soll, muß sich die Lage des Relativpoles Q auf der Verbindung A_0B_0 dauernd ändern. Damit ist aber auch eindeutig gekennzeichnet, daß eine Bewegungsübertragung mit Hilfe eines Wälzhebelpaares mit konstantem Übersetzungsverhältnis unmöglich ist. Das Verzahnungsgesetz bei Zahnrädern beruht auf dem konstanten Übersetzungsverhältnis und setzt seine gleichbleibende Lage des Relativpoles (Wälzpunktes) voraus. Damit kann die Behauptung bewiesen werden, daß ein Zahnradpaar, das dem Verzahnungsgesetz genügt, niemals mit Zahnflanken ausgerüstet werden kann, deren Relativbewegung keine Gleitbewegung aufweist.

Solange man die Reibungsverluste unberücksichtigt läßt, kann das Übersetzungsverhältnis auch durch die Drehmomente ausgedrückt werden, es ist

$$i = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{M_b}{M_a}$$

d.h., das Drehmoment M_b an der Welle B_0, das dem Drehmoment M_a an der Welle A_0 das Gleichgewicht hält, ist ebenfalls durch den Abstand des augenblicklichen Relativpoles von den Drehpunkten der Wälzhebel ausdrückbar.

Da bei einem gleitlosen Abwälzen die Wälzkurven gleich lang sein müssen, müssen in Bild 4 die Kurvenlänge Q_1Q_2 gleich der Kurvenlänge Q_1R_2 sowie die Kurvenlänge Q_1Q_3 gleich der Kurvenlänge Q_1R_3 sein. Dann werden sich bei Weiterbewegung der beiden Wälzkurven die Punkte Q_2 und R_2 bzw. Q_3 und R_3 auf der Achsverbindung A_0B_0 berühren. Die für diese Kurvenstücke von den Wälzhebeln durchlaufenen Winkel φ und ψ erhält man, wenn man den Drehpunkt A_0 mit Q_2 und Q_3 bzw. den Drehpunkt B_0 mit R_2 und R_3 verbindet.

In **Bild 5** ist die Konstruktion der Kurve a in Bild 4 gezeigt, wenn die Form der Kurve b und der Achsabstand A_0B_0 gegeben sind. Diese Konstruktion entspricht derjenigen in Bild 3, in dem die sogenannte kinematische Umkehrung vorgenommen wurde. Dabei steht die gegebene Kurve b fest und das Gestell $A_0 B_0$ dreht sich relativ zu dieser um den Punkt B_0 im entgegengesetzten Sinne, wie sich vorher die Kurve b zum Gestell $A_0 B_0$ gedreht hat.

Der Kreisbogen um B_0 mit den beliebig gewählten Punkten A_{01} bis A_{09} (Bild 5) entspricht der Koppelkurve a in Bild 3. Die Strahlen von B_0 nach den A_0-Punkten schneiden die gegebene, feststehende Kurve b in den Punkten R_1 bis R_9. Zu Beginn der Konstruktion schlägt man den Kreis q_2 um Q_1 durch R_2 und erhält den Punkt Q_2 der Kurve a als Schnittpunkt des Kreises q_2 mit dem Kreis r_2 um A_{01} mit $A_{02} R_2$ als Halbmesser. Dann zeichnet man um Q_2 den Kreis q_3 mit $R_2 R_3$ als Halbmesser und bringt diesen zum Schnitt mit dem Kreisbogen r_3 um A_{01} und $A_{03} R_3$ als Halbmesser. Die Konstruktion wird fortgesetzt, indem man den Kreis q_4 um Q_3 mit $R_3 R_4$ als Halbmesser zeichnet und diesem zum Schnitt Q_4 bringt mit dem Kreisbogen r_4, den man um A_{01} mit dem Halbmesser $A_{04} R_4$ zeichnet. Die übrigen Punkte Q_5 bis Q_9 der gesuchten Kurve a sind in der gleichen Weise ermittelt worden.

In Bild 4 und 5 lag der Relativpol Q zwischen den Gestellpunkten A_0 und B_0; es liegt also hier eine gegenläufige Bewegung der Kurvenkörper a und b vor. Wird eine gleichläufige Bewegung der beiden Kurven verlangt, so muß der Relativpol Q außerhalb von $A_0 B_0$ liegen (**Bild 6**). Auch hier ist das Übersetzungsverhältnis $i = \frac{\omega_b}{\omega_a} = \frac{r'_0}{r_0}$

Im Schrifttum gibt es über die Konstruktionen der Wälzhebelformen verhältnismäßig wenig Unterlagen, deshalb soll hier auf eines der wenigen anderen Verfahren hingewiesen werden [4].

In Bild 6 soll wegen der einfachen Herstellung die Wälzkurve a eine Gerade sein. Die Gegenkurve b wurde in ähnlicher Weise wie in Bild 5 ermittelt. Sind R_2 und R_3 die Endpunkte der Kurve b, die die gesamte Schwingbewegung begrenzen sollen, so sind die zugehörigen Punkte der Kurve a mit Q_2 und Q_3 bezeichnet worden. Verbindet man Q_2 und Q_3 mit dem Gestellpunkt B_0 und errichtet in diesen Punkten auf der Geraden a jeweils die Senkrechte, so ergeben sich die beiden Übertragungswinkel μ_2 und μ_3. Mit $\mu_2 = \mu_{min}$ ist auch die günstigste Lage des Getriebes gekennzeichnet. Man muß also mit der Verwendung der Kurve a im Bereich von Q_2 bis T vorsichtig sein. Im Punkt T ist, wie leicht eingesehen werden kann, der Übertragungswinkel $\mu = 0$. Schlägt man den Kreis um B_0 durch A_0, so schneidet dieser die Gerade a im Punkt S. Würde man die Kurve a bis zum Punkt S benutzen, so wäre bei der Berührung des Punktes S mit der Gegenkurve dessen Gegenpunkt der Gestellpunkt A_0. Es würde auch $r_0 = 0$ und damit im oben gekennzeichneten Sinne das Übersetzungsverhältnis $i = \infty$. Dies würde aber einer Getriebetotlage entsprechen, in der die Kurve b zwar noch bewegt werden kann, auf die Kurve a jedoch keine Bewegung übertragen wird. In Bild 6 sind auch wieder die Winkel φ und ψ der Kurven b und a eingezeichnet, die sich, wie in Bild 4, durch die Verbindung der Gestellpunkte mit den Begrenzungspunkten der benutzten Kurvenoberflächen ergeben.

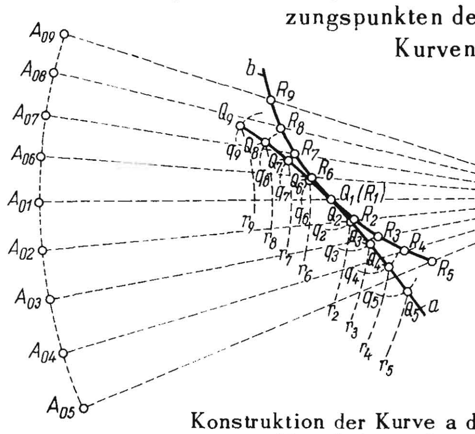

Bild 5.

Konstruktion der Kurve a des Getriebes in Bild 4 bei gegebener Kurve b.

Außer der Form eines der beiden Wälzhebel können auch noch andere Bedingungen gestellt werden. So ist es z.B. auch möglich, daß der Verlauf des Übersetzungsverhältnisses über den Drehwinkeln vorgeschrieben wird. Es leuchtet ein, daß für diesen Verlauf zunächst nur die Form eines der beiden Wälzhebel bestimmt zu werden braucht und daß sich aus dieser Form, wie in Bild 6, die Kurve des anderen Hebels bestimmen läßt. Hinweise auf derartige Konstruktionen sind in einer früheren Untersuchung [5] zu finden.

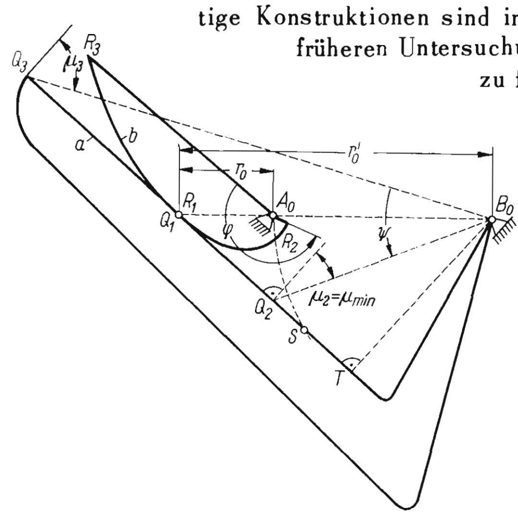

Bild 6. Wälzhebelgetriebe mit gleichläufiger Bewegungsübertragung und geradlinigem Kurvenhebel a.

Umwandlung von Schwing- in Schubbewegungen und umgekehrt

Wälzhebelgetriebe mit gleitloser Berührung der Wälzkurven lassen sich auch zur Übertragung von Schwingbewegungen in Schubbewegungen verwenden. Die Verhältnisse der oben beschriebenen Getriebe lassen sich auf Bauformen mit Schubgelenken, **Bild 7**, übertragen; dabei liegt der Drehpunkt des Schiebers im Unendlichen. Auch hier kann man einen Übertragungswinkel μ festlegen. Dieser ergibt sich als Winkel zwischen der Normalen n im jeweiligen Berührungspunkt Q_1 der beiden Wälzkurven und zwischen dem Lot, das man vom Drehpunkt A_0 des drehbaren Wälzhebels a auf die Geradschubrichtung des Schubhebels b fällt. Wenn auch hier die Kurvenlänge $R_1 R_2$ gleich der Kurvenlänge $Q_1 Q_2$ sowie die Kurvenlänge $R_1 R_3$ gleich der Kurvenlänge $Q_1 Q_3$ ist, kann man aus diesen Punkten sofort auch den Winkel φ des drehbaren Wälzhebels und den Weg s des Schiebers festlegen, wenn man den Drehpunkt A_0 mit den Punkten Q_2 und Q_3 verbindet und im anderen Falle die Punkte R_2 und R_3 auf die Geradschubrichtung projiziert. Aus Bild 7 sowie auch aus den vorangegangenen Bildern ist ersichtlich, daß der Übertragungswinkel μ an einem Hebel immer gleich dem Übertragungswinkel μ' am anderen Hebel ist. Nach Bild 7 ist außerdem, ähnlich wie in den anderen Beispielen, auch sofort der kleinste Übertragungswinkel μ_{min} abzulesen, wenn man z.B. im Punkt R_3 die Normale n' an die Wälzkurve b zeichnet.

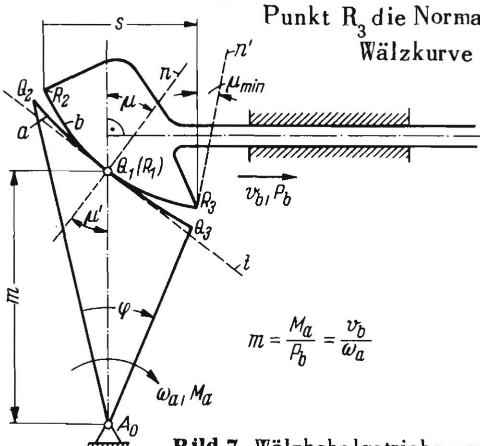

Bild 7. Wälzhebelgetriebe zur Umwandlung einer Schwing- in eine Schubbewegung.

Bei Wälzhebelgetrieben mit einem geradlinig verschobenen Kurvenglied läßt sich durch die Lage des Wälzpunktes Q auch das jeweilige „Übersetzungsverhältnis" ausdrücken. Bereits in früheren Untersuchungen [6] wurde der Begriff der sogenannten Drehschubstrecke m geprägt. Nach Bild 7 ist dies die Entfernung des augenblicklichen Berührungspunktes Q der beiden Wälzkurven vom Drehpunkt A_0 des drehenden Hebels. Der Wert m zeigt im Längenmaß das Verhältnis der Geschwindigkeit v_b des geradverschobenen Kurvengliedes zur augenblicklichen Winkelgeschwindigkeit ω_a des drehenden Hebels. Man erhält auch hier das gleiche Verhältnis durch die Zuordnung des Drehmomentes M_a am drehenden Hebel zur Kraft P_b am Schubglied:

$$m = \frac{v_b}{\omega_a} = \frac{M_a}{P_b}$$

Bild 8 zeigt die Konstruktion der Wälzkurve des drehbaren Körpers a, wenn die Kurvenform des verschiebbaren Körpers b gegeben ist. Auf der Kurve b nimmt man beliebige, möglichst eng benachbarte Punkte R_1, R_2, R_3... an, schlägt um den augenblicklichen Berührungspunkt Q_1 den Kreisbogen r_2 durch R_2 und zieht durch R_2 die Parallele zur Geradschubrichtung bis zum Schnitt S_2 mit der Geraden A_0Q_1. Der Kreis r_2 um A_0 durch S_2 schneidet den Kreis um Q_1 im Punkt Q_2 der Kurve a. Danach zeichnet man den Kreis r_3 um Q_2 mit $R_2 R_3$ als Halbmesser, bringt die Parallele zur Geradschubrichtung durch R_3 zum Schnitt S_3 mit $A_0 Q_1$ und zeichnet den Kreis um A_0 durch S_3, der den Kreis r_3 in Q_3 schneidet. Die Konstruktion wird in der gleichen Weise mit Hilfe der Punkte R_4 bis R_7 fortgesetzt.

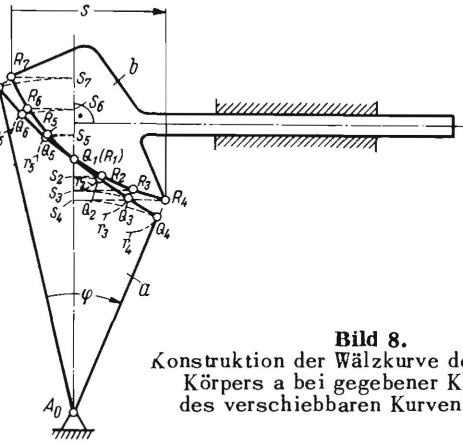

Bild 8.
Konstruktion der Wälzkurve des drehbaren Körpers a bei gegebener Kurvenform des verschiebbaren Kurvenkörpers b.

Die Konstruktion der Kurve des verschiebbaren Körpers b kann in ähnlicher Weise vorgenommen werden, wenn die Kurve des Körpers a gegeben ist. Man braucht dann nur die Q-Punkte auf a anzunehmen und die Kreisbögen um A_0 und die Parallelen zur Geradschubrichtung in umgekehrter Reihenfolge zu zeichnen. Die r-Kreise haben dann ihre Mittelpunkte in den R-Punkten.

Wälzhebelgetriebe zur Erzeugung gegebener Koppelkurven

Wälzhebelgetriebe können nicht nur zur Übertragung von Winkelbewegungen bzw. zur Umwandlung von Dreh- in Schubbewegungen verwendet werden; sie können auch dazu dienen, einen Punkt auf einer vorgegebenen Kurve zu führen. Hierbei sei nochmals auf die geringen Reibungsverluste der Wälzhebelgetriebe hingewiesen. Soll dabei nur mit einem Kurvenpaar gearbeitet werden, so muß eine der beiden Kurven gestellfest angeordnet werden. Sie wird dann als Wälzbank bezeichnet. Auf dieser Kurve wälzt sich die andere ab und wird z.B. in einem anderen Gelenkpunkt mit Hilfe eines einfachen Lenkers auf einem Kreisbogen geführt.

Wälzhebelgetriebe zur Erzeugung gegebener Koppelkurven können in gleicher Weise wie in den vorher behandelten Fällen aus Gelenkgetrieben (Kurbelgetrieben) abgeleitet werden. In **Bild 9** beschreibt der Koppelpunkt E als Punkt der Koppel AB im Gelenkviereck A_0ABB_0 die Koppelkurve a. Der jeweilige augenblickliche Pol Q_1 (R_1) der Koppelebene ABE gegenüber dem festen Gestell A_0B_0 ergibt sich als Schnittpunkt der Lenker A_0A und B_0B, in der Stellung 1 also als Schnittpunkt von A_0A_1 mit B_0B_1. Auf diese Art kann man punktweise die Form der Wälzbank, also der feststehenden Rastpolbahn a_0,

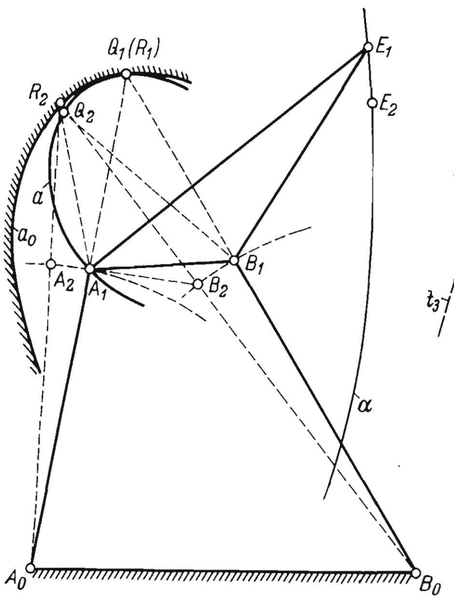

Bild 9.

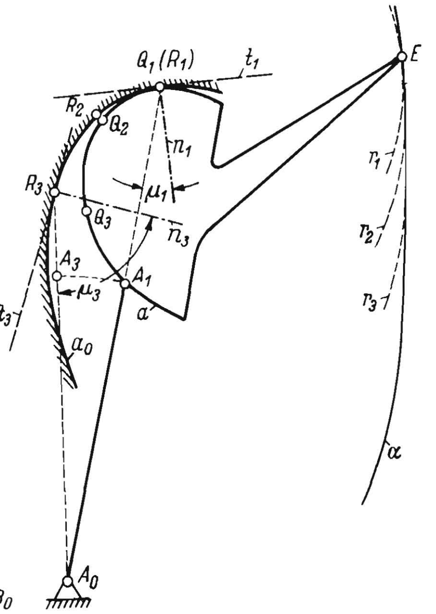

Bild 10.

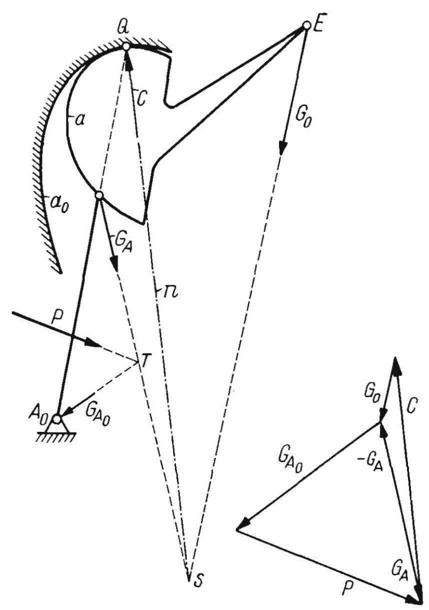

Bild 11.

konstruieren. Bewegt man das Gelenkviereck in eine Stellung 2, so ist der Koppelpunkt E von E_1 nach E_2 gewandert, und das Gelenkviereck nimmt die Stellung $A_0 A_2 B_2 B_0$ ein. Hierbei schneiden sich die Lenker $A_0 A_2$ und $B_0 B_2$ im Punkt R_2 der Rastpolbahn a_0. Den entsprechenden Punkt Q_2 der Gangpolbahn, also der bewegten Wälzkurve a, findet man, wenn man das Dreieck $A_2 B_2 R_2$ in die Lage $A_1 B_1 Q_2$ bringt (es sei darauf hingewiesen, daß $A_1 B_1 = A_2 B_2$ ist). Bewegt man das Gelenkviereck weiter, so kann man also die beiden Kurven in der angegebenen Weise konstruieren. In Bild 9 ist ersichtlich, daß der Gelenkpunkt A in einer bestimmten Getriebestellung auf der Rastpolbahn a_0 liegt. Diese Stellung entspricht einer Getriebetotlage, wenn die Lenker $B_0 B$ und AB eine gestreckte Linie bilden. Es sei darauf hingewiesen, daß eine solche Getriebetotlage bezüglich der Güte des Abwälzens der beiden Kurvenkörper keinen nachteiligen Einfluß zu haben braucht.

Auch für Wälzhebelgetriebe mit feststehender Wälzbank a_0 läßt sich ein Übertragungswinkel μ festlegen, der, wenn er sehr stark von 90° abweicht, auf die Gefahr des Verklemmens der beiden Wälzkurven hinweist. Nach **Bild 10** findet man den Übertragungswinkel μ, wenn man die Kurbel $A_0 A$ bis zum augenblicklichen Pol Q_1 verlängert und dort die Normale n_1, also die Senkrechte zur Tangente t_1, zeichnet. Es ist ersichtlich, daß in der Stellung 3 der Übertragungswinkel μ_3 wesentlich günstiger liegt als der Übertragungswinkel μ_1 in der Getriebestellung 1. In Bild 10 ist auch gezeigt, wie bei gegebenen Wälzkurvenformen die Koppelkurve α als Hüllkurve der r-Kreise konstruiert werden kann (vgl. Bild 1). Danach ist r_1 der Kreisbogen um Q_1 durch E, r_2 der Kreisbogen um R_2 mit $Q_2 E$ als Halbmesser, r_3 der Kreisbogen um R_3 mit $Q_3 E$ als Halbmesser usw.

Bild 9. Ableitung eines Wälzgetriebes mit feststehender Wälzbank aus einem Gelenkviereck.

Bild 10. Wälzhebelgetriebe mit feststehender Wälzbank zur Erzeugung einer Koppelkurve α. Übertragungsverhältnisse, gekennzeichnet durch Winkel μ.

Bild 11. Kräfteverhältnisse an einem Wälzhebelgetriebe mit feststehender Wälzbank.

Im allgemeinen wird durch Federn dafür gesorgt, daß während des gesamten Bewegungsbereiches der Wälzhebelgetriebe die Wälzkurven Berührung miteinander behalten. Es können aber auch andere Kräfte zur Erzwingung des Kraftschlusses dienen, wie z.B. entsprechend **Bild 11** das Eigengewicht G_0 des beweglichen Wälzkörpers. Wenn die Wirkungslinie der Schwerkraft G_0 bekannt ist und außerdem die Bewegungseinleitung durch eine Kraft P am Hebel $A_0 A$ erfolgen soll, ergibt sich die Kräfteermittlung nach dem Kräfteplan des Bildes 11, wobei die Wirkungslinie der Kraft C als Normalkraft zwischen den Wälzkörpern mit der Normalen n im jeweiligen Berührungspunkt Q zusammenfällt. Es ist zweckmäßig, diese Kräfteermittlung für den gesamten Bewegungsverlauf durchzuführen. Unter Umständen müssen sogar die dynamischen Kräfte berücksichtigt werden.

Selbstverständlich brauchen Wälzhebelgetriebe nicht aus Gelenkhebelgetrieben abgeleitet werden, vielmehr wird es in den meisten Fällen zweckmäßig sein, wenn man sich bestimmte Abmessungen des Getriebes vorgibt. Ist nach **Bild 12** die vom Punkt E zu durchlaufende Bahnkurve α vorgeschrieben, so kann man den Drehpunkt A_0 des Führungshebels $A_0 A$, dessen Länge und auch dessen Anfangsstellung $A_0 A_1$, die einem bestimmten Punkt E_1 auf der Koppelkurve α entsprechen möge, wählen. In dieser so gekennzeichneten Getriebestellung 1 ist der augenblickliche Pol der durch die Gerade $A_1 E_1$

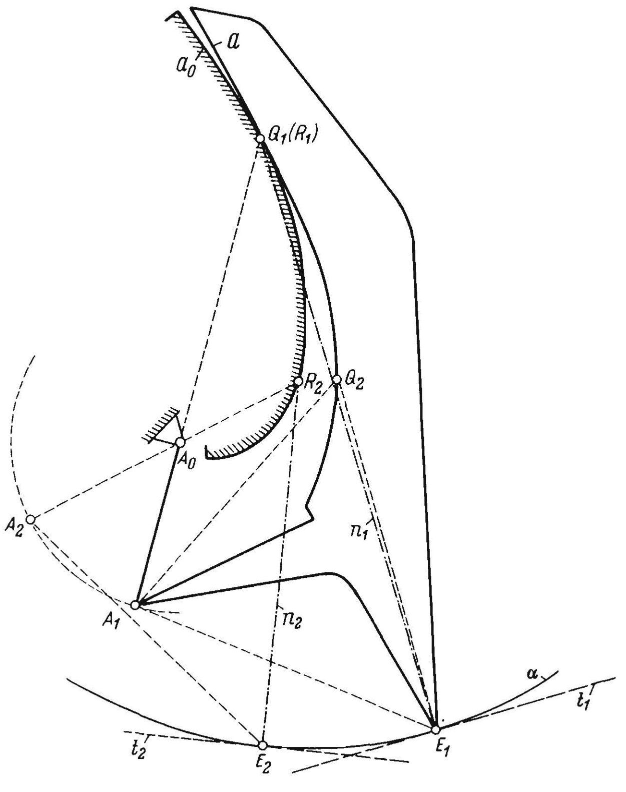

Bild 12. Konstruktion der Wälzkurven eines Wälzhebelgetriebes mit feststehender Wälzbank a_0, wenn der bewegliche Wälzhebel a durch einen Hebel A_0A geführt wird.

gekennzeichneten Ebene des zu konstruierenden Kurvenhebels a eindeutig bestimmt. Man findet diesen augenblicklichen Pol $Q_1 (R_1)$, wenn man den Hebel $A_0 A_1$ bzw. dessen Verlängerung mit der Normalen n_1 im Punkt E_1 an die Kurve α zum Schnitt bringt. Nimmt man weitere Koppelpunkte E auf der Koppelkurve α an, z.B. den Punkt E_2, so ermittelt man den Punkt A_2 auf dem Kreis um A_0 durch A_1 mit $E_2 A_2 = E_1 A_1$. Auch hier bringt man wieder $A_0 A_2$ mit der Normalen n_2 im Punkte E_2 an die Kurve α zum Schnitt R_2. Auf diese Art kann man punktweise die Wälzbank a_0 (Rastpolbahn) bestimmen, aus der eindeutig auch die Form der beweglichen Wälzkurve (Gangpolbahn) a zu bestimmen ist. Zu diesem Zwecke macht man: $\Delta A_1 E_1 Q_2 = \Delta A_2 E_2 R_2$ usw.

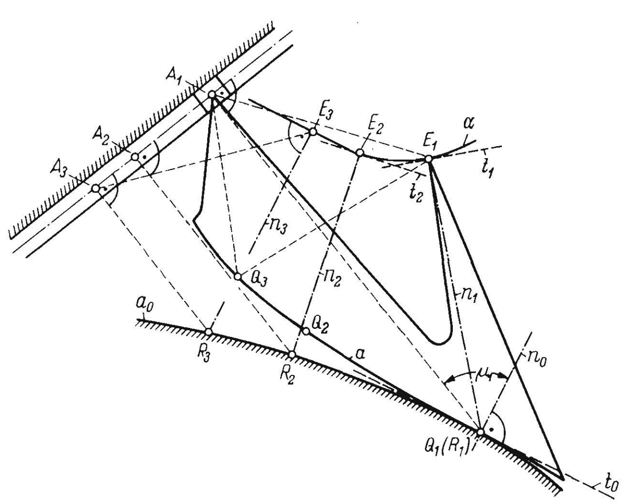

Bild 13. Konstruktion der Wälzkurven eines Wälzhebelgetriebes mit feststehender Wälzbank a_0, wenn der bewegliche Wälzhebel a durch einen Schieber A geführt wird.

Die Führung eines beweglichen Wälzhebels beim Abwälzen auf einer festen Wälzbank kann auch durch einen geradlinig bewegten Schieber erfolgen. In der Praxis könnte dies bedeuten, daß von der Bewegung einer Mutter auf einer Gewindespindel bzw. von der Bewegung eines Kolbens in einem Zylinder eine Bewegung über ein Wälzhebelpaar weitergeleitet wird. Nach **Bild 13** soll die zu erzeugende Koppelkurve α wiederum gegeben sein. Dann kann man in bestimmter Lage hierzu die Geradführung des Punktes A und eine Anfangsstellung A_1 dieses Punktes wählen. Damit ist auch die konstante Entfernung $A_1 E_1 = A_2 E_2 = A_3 E_3$ festgelegt. In der Stellung 1 zeichnet man im Punkt E_1 die Normale n_1 an die gegebene Kurve α und bringt diese zum Schnitt Q_1 mit der Senkrechten, die man in A_1 auf der Geradführung des Punktes A errichtet. In der gleichen Weise findet man in den Getriebestellungen 2 und 3 die Punkte R_2 und R_3 der Wälzbank a_0 (Rastpolbahn). Die zugehörigen Punkte Q_2 und Q_3 des beweglichen Wälzhebels a findet man wiederum durch entsprechende Dreieckkonstruktionen, den Punkt Q_3 z.B. durch $\Delta A_1 E_1 Q_3 = \Delta A_3 E_3 R_3$.

Auch beim Getriebe in Bild 13 muß man die Größe des Übertragungswinkels μ berücksichtigen. Er ergibt sich z.B. in der Getriebestellung 1 als Winkel zwischen der gemeinsamen Normalen n_0 im Punkt Q_1 der Kurve a_0 und a und der Geraden $A_1 Q_1$.

Schrifttum

[1] *Lutz, Otto:* Grundsätzliches über stufenlos verstellbare Wälzgetriebe. Konstruktion 7 (1955), S. 330/335.

[2] *Hain, Kurt:* Angewandte Getriebelehre. Hannover-Darmstadt 1952, S. 46 ff. und 162 ff.

[3] *Alt, Hermann:* Der Übertragungswinkel und seine Bedeutung für das Konstruieren periodischer Getriebe. Werkstattstechn. 26 (1932), S. 61.

[4] *Lichtenfeldt, W., J. Müller* und *W. Rössner:* Kinematik, Grundlagen für Maschinenbau. Berlin 1953, S. 12.

[5] *Albert, C.D.* and *F.S. Rogers:* Kinematics of Machinery. New York 1931, S. 196 ff.

[6] *Hain, Kurt:* Periodische Winkelgeschwindigkeits- und Drehmomentwandler. VDI-Z. 93 (1951), S. 239/244.

[7] *Hain, Kurt:* Kräfte und Bewegungen in Krafthebergetrieben. Grdlgn. d. Landtechn. H. 6, Düsseldorf 1955. S. 45/68.

Eingegangen am 17. 4. 1956

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft
Braunschweig-Völkenrode
Direktor: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. W. Kloth

Anschrift des Verfassers: Ing. Kurt Hain,
(20b) Braunschweig, Bundesallee 50