

Die Kinematik der Überkopfbewegung beim Überkopflader

Von Dipl.-Ing. H. HOLJEWILKEN

DK 621.831:631.354.025

In neuerer Zeit finden in allen Wirtschaftszweigen, die Schüttgüter zu verladen oder umzuschlagen haben, Ladegeräte Anwendung, die auf einen Schlepper aufgebaut werden können. Es handelt sich dabei um Arbeitsvorgänge, bei denen kleine bis mittlere Mengen an oft wechselnden Orten verladen werden müssen, wie z. B. im Baugewerbe, in Kiesgruben, in der Landwirtschaft, in Fabriken, Werkstätten, Rohstoffhandlungen und dort, wo die Anwendung eines speziellen Ladegerätes wegen der meist schwierigen Ortsveränderung unwirtschaftlich wäre. Diese Geräte erlauben infolge schneller Auswechselbarkeit der Ladefäße eine sehr vielseitige Anwendung: Neben den reinen Verladearbeiten bei Schüttgütern können sie eingesetzt werden zum Flachbaggern und Abtragen von Humusschichten mit anschließendem Verladen; zum Schneepflügen, Planieren, Gräbenreinigen, Roden, Stapeln von Stroh, Mist und Silage und zum Heben von Stückgut. Mit einer Zusatzeinrichtung sind diese Geräte auch zum Heckenschneiden und Obstpflücken zu verwenden.

Ladegeräte auf Kettenschleppern werden auch dort gern für leichtere Baggerarbeiten eingesetzt, wo wegen beengter Raumverhältnisse oder schwierigen Wegestrecken die Anwendung von Baggern nicht in Frage kommt.

Derartige Ladegeräte sind die in vielen Typen und Ausführungen bekannten Frontlader (im weiteren Sinne zählen auch die Hecklader hierzu), bei denen das Ladegut vorn aufgenommen und auch vorn wieder abgeworfen wird, und die Überkopflader, die das Ladegut an einer Front aufnehmen, „überkopf“ bewegen und an der anderen Front abwerfen. Frontlader haben den Nachteil, daß bei jedem Arbeitszyklus Manövrierfahrten mit dem Schlepper ausgeführt werden müssen, die an die Geschicklichkeit des Bedienenden hohe Anforderungen stellen, wenn er eine ausreichende Arbeitsproduktivität erreichen will. Überkopflader vermeiden diesen Nachteil, da nur sehr kurze Strecken vor und zurück bei jedem Arbeitszyklus gefahren werden müssen. Dafür macht sich hier störend bemerkbar, daß sich der Bedienende zur Beobachtung des Abwurfs umdrehen muß, was auf die Dauer als nachteilig empfunden wird. Außerdem sind Überkopflader etwas komplizierter, schwerer und teurer als Frontlader der gleichen Leistungsklasse.

Überkopflader lassen sich ihrer Arbeitsweise entsprechend in drei Gruppen einteilen:

1. Überkopflader, die die Last nur von vorn aufnehmen und nur hinten abwerfen können;
2. Überkopflader, die die Last nur vorn aufnehmen, aber sowohl vorn als auch hinten abwerfen können. Sie können als Frontlader und als Überkopflader arbeiten;
3. Überkopflader, die die Last vorn oder hinten aufnehmen und auch beliebig vorn oder hinten abwerfen können.

Die größte Schwierigkeit beim Überkopflader bildet die Konstruktion eines geeigneten Getriebes für die Ausführung der Überkopfbewegung. Im folgenden soll für einen Überkopflader der Gruppe 2 ein einfaches Getriebe zur Ausführung der Überkopfbewegung entwickelt werden. Es sei noch bemerkt, daß die im folgenden angegebenen Maße auf den Schlepper RS 04/30 zugeschnitten sind.

An ein Getriebe zur Ausführung der Überkopfbewegung gestellte Bedingungen

Die Schaufel des Überkopfladers soll im Idealfall eine Bahn beschreiben, wie sie in Bild 1 gestrichelt eingezeichnet ist. Die

Punkte A_1 , A_2 und A_4 geben dabei die Lagen an, die für den technologischen Prozeß unbedingt erforderlich sind. In der Lage A_1 wird die Schaufel gefüllt. Die Lage A_2 gibt die vordere Abwurfstellung bei Betrieb des Gerätes als Frontlader an; die Lage A_4 ergibt die hintere Abwurfstellung. Die Koordinaten dieser Punkte werden festgelegt durch verlangte Abwurfhöhe, Sichtverhältnisse, Bewegungsfreiheit des Schleppers u. a.

Es muß nun ein Getriebe gefunden werden, das diese ideale Bahn als Koppel-, Kurbel- oder Schwingenkurve mit möglicher Annäherung verwirklicht.

Mit Hilfe bekannter Konstruktionen, wie sie in den einschlägigen Lehrbüchern und Aufsätzen angegeben werden [1 bis 11], lassen sich Getriebe konstruieren, die die verlangte Kurve hinreichend genau verwirklichen. An das Getriebe für diesen besonderen Zweck werden aber noch zusätzlich einschränkende Anforderungen gestellt, die bei den bekannten Konstruktionen nicht oder nur mit erheblichem Aufwand berücksichtigt werden können. Diese Anforderungen sind:

1. Dem Getriebe soll eine möglichst einfache kinematische Kette zugrunde liegen;
2. die Gelenkpunkte sollen in einem günstigen Bereich zum Schleppergestell liegen bzw. sich bewegen;
3. da der Antrieb des Getriebes mit einem hydraulischen Zylinder durchgeführt werden soll, kommt als angetriebenes Glied nur eine Schwinde in Frage. Diese Schwinde darf nur einen Winkel von etwa 100° maximal bestreichen.

Die Reihenfolge soll hierbei nicht eine Rangfolge der Anforderungen ausdrücken. Es sind alle einschränkenden Bedingungen gleich wichtig.

Im folgenden wird die Konstruktion eines relativ einfachen Getriebes beschrieben, dem eine siebengliedrige kinematische Kette mit acht niederen Elementenpaaren zugrunde liegt, die nicht zwangsläufig ist. Der Zwanglauf wird aber hergestellt, indem die äußeren Kräfte in jeder Phase der Bewegung ein Getriebeglied in eine Endstellung drücken. Mit dem Getriebe wird die anfangs erwähnte Bahn durch zwei Kreisbogen für die Praxis hinreichend angenähert, wobei die Punkte A_1 , A_2 , A_4 exakt eingehalten werden.

Festlegung der Punkte A_1 , A_2 und A_4 und des Antriebsschwingenwinkels (Bild 2)

Als Bezugssystem dient ein Koordinatensystem, dessen Abszisse die Tangente an die Schlepperräder und dessen Ordinate die Senkrechte hierzu durch die Hinterachse des Schleppers sind.

Nach den praktischen Erfordernissen wird dann festgelegt:

$$\begin{aligned} A_1 : y_1 &= 0; & x_1 &= -3000; \\ A_2 : y_2 &= 2500; & x_2 &= -2555; \\ A_4 : y_4 &= 3300; & x_4 &= 1410. \end{aligned}$$

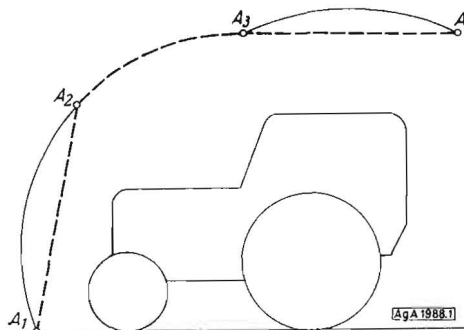


Bild 1. Idealbahn (—) und praktisch erreichte Bahn (—) der Überkopfbewegung

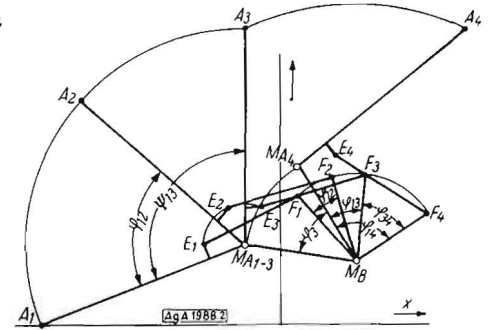


Bild 2. Getriebekonstruktion

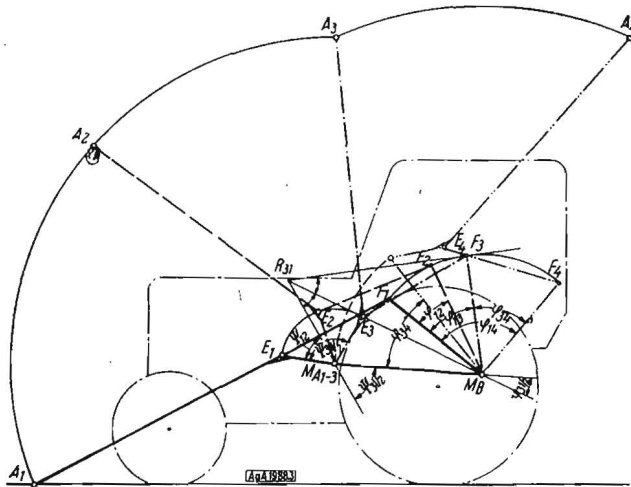


Bild 3. Erklärung siehe Text

Die für den Antrieb vorgesehene Schwinge soll einen maximalen Antriebswinkel $\varphi_{14} = 90^\circ$ bestreichen.

Konstruktion des Getriebes

Das Getriebe ist so geplant, daß der erste Teil der Schaufelbahn durch einen Kreisbogen um einen Drehpunkt M_{A_1-3} (Bild 3) angenähert wird.

Der Kreisbogen soll durch die Punkte A_1 und A_2 gehen und außerdem soll eine Parallele zur Abszisse durch A_4 an dem Kreisbogen tangieren. Man findet dann den Drehpunkt M_{A_1-3} als Schnittpunkt der Mittelsenkrechten zu A_1, A_2 und der Ortslinie aller Punkte, die von A_1 (oder A_2) und der Parallelen durch A_4 gleichen Abstand haben. Nach einem Satz aus der synthetischen Geometrie der Kegelschnitte ist diese Ortslinie eine Parabel. Mit M_{A_1-3} findet man auch A_3 . Damit sind schon einige Abmessungen des Getriebes festgelegt.

$$A M_A = 2400 \text{ mm,}$$

$$\psi_{12} = 63,5^\circ,$$

$$\psi_{13} = 112^\circ.$$

Das erste Teilstück der Bahn ($A_1 \dots A_3$) soll als Schwingenkurve von einem Gelenkviereck (Doppelschwinge) $M_A E F M_B$ verwirklicht werden, von dem der Drehpunkt M_B noch festzulegen ist und die Gelenkpunkte $E F$ noch zu konstruieren sind. $M_B F$ ist die Antriebsschwinge.

Das zweite Teilstück der Bahn von A_3 nach A_4 soll wieder durch einen Kreisbogen um M_B angenähert werden. Es wird dabei verlangt, daß während der zweiten Bewegungsphase die relativen Lagen der Glieder $M_A E; E F; M_B F; M_A M_B$ gegeneinander nicht verändert werden. D. h., das für den Bewegungsablauf der ersten Phase konstruierte Gelenkviereck soll während der zweiten Bewegungsphase relativ in Ruhe bleiben, also als starre Scheibe aufgefaßt werden können. Der bei der ersten Bewegungsphase fest angenommene Drehpunkt M_{A_1-3} wird in der zweiten Phase um M_B in die Lage M_{A_4} gedreht. Es soll also eine Ebene aus der Lage $M_{A_1-3} A_3$ in die Lage $M_{A_4} A_4$ gebracht werden. Wenn die oben angeführte Bedingung eingehalten werden soll, dann kommt als Drehpunkt M_B nur der selbstentsprechende Punkt der beiden Ebenen $M_{A_1-3} A_3$ und $M_{A_4} A_4$ in Betracht. Dieser wird gefunden als Schnittpunkt der Mittelsenkrechten zu $A_3 A_4$ und $M_{A_1-3} M_{A_4}$. Da die Lage des Punktes M_{A_4} noch nicht festgelegt wurde, kann ich sie auf dem Kreisbogen um A_4 mit $M_A A$ an einer solchen Stelle wählen, daß der Drehpunkt M_B an eine brauchbare Stelle des Schleppers zu liegen kommt (Bild 2). Der hier gefundene Drehpunkt M_B wird gleichzeitig als Drehpunkt der Antriebsschwinge $M_B F$ des Viergelenkgetriebes für die erste Bewegungsphase angenommen. In der Stellung 3 ($M_{A_1-3} A_3$) wird nun das in der ersten Bewegungsphase als Gestell dienende Glied $M_{A_1-3} M_B$

mit der Antriebsschwinge $M_B F$ starr verbunden und um M_B um den Winkel $M_{A_1-3} M_B M_{A_4}$, der sich zu

$$\sphericalangle M_{A_1-3} M_B M_{A_4} = \varphi_{34} = 47,5^\circ$$

ergibt, geschwenkt, ohne daß eine Relativbewegung der Glieder $M_A A$ und $M_A M_B$ zueinander stattfinden darf. Der Antrieb erfolgt über einen hydraulischen Zylinder, der einmal im Gestell im Punkt M_C (Schlepper) gelagert ist und in einem Punkt C der Ebene der Antriebsschwinge $M_B F$ angreift. Die Punkte M_C und C werden unter Berücksichtigung günstigster Kräfteverhältnisse festgelegt. Das ganze Getriebe hat jetzt den in Bild 4 schematisch dargestellten Aufbau und beruht auf der in Bild 5 gezeigten kinematischen Kette.

Es handelt sich also um ein siebengliedriges Getriebe mit acht niederen Elementenpaaren. [Der Drehpunkt M_B ist technisch nur als ein Gelenk ausgebildet, er ist aber doppelt zu zählen (12; 15), da durch ihn Relativbewegungen sowohl der Glieder 1 und 2 als auch der Glieder 1 und 5 und 2 und 5 möglich sind.]

Aus der Grüblerschen Zwanglaufbedingung ergibt sich die Zahl der Freiheitsgrade zu

$$f = 3n - 2e - 3$$

f Zahl der Freiheitsgrade, h Anzahl der Glieder und e Anzahl der Elementenpaare.

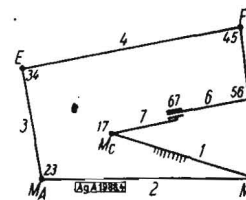


Bild 4. Schematische Darstellung des Gesamtgetriebes

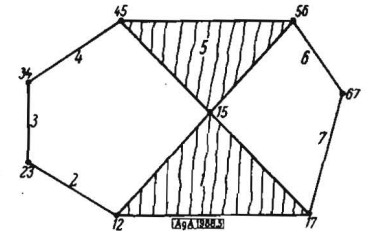


Bild 5. Kinematische Kette des Gesamtgetriebes

In unserem Falle sind

$$n = 7 \text{ und } e = 8$$

$$f = (3 \cdot 7) - (2 \cdot 8) - 3 = 21 - 16 - 3,$$

$$f = 2.$$

Das Getriebe hat zwei Freiheitsgrade. Da nur ein Glied angetrieben wird, hat das Getriebe also einen Freiheitsgrad zu viel, d. h. es ist nicht zwangläufig. Die Zwangläufigkeit wird dadurch erreicht, daß zwischen die Glieder 1 und 2 eine Druckfeder eingeschaltet wird. Die Größe der Feder wird aus einer genauen Kräftebilanz ermittelt. Es läßt sich erreichen, daß durch die Feder die Glieder 1 und 5 bei jeder Stellung in einer Endlage gehalten werden, so daß die weiter unten getroffenen Annahmen zum Beweise der Zwangläufigkeit zutreffen. Auf die Darstellung der umfangreichen Kräftebilanz wurde hier verzichtet, da im Rahmen dieses Aufsatzes nur der kinematische Aufbau interessiert.

Für die Untersuchung der ersten Bewegungsphase von A_1 nach A_3 und für die Konstruktion der Gelenkpunkte E und F soll einmal vorausgesetzt werden, daß der Punkt M_A an der Stelle M_{A_1-3} für die Dauer der ersten Bewegungsphase als Festpunkt anzusehen ist. Damit wird unser Getriebe zu dem in Bild 6 schematisch dargestellten sechsgliedrigen Getriebe mit der kinematischen Kette in Bild 7.

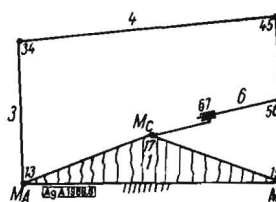


Bild 6. Schematische Darstellung des Getriebes der ersten Bewegungsphase

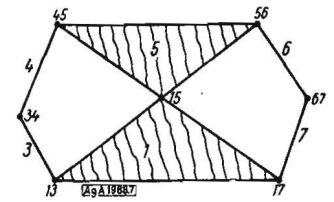


Bild 7. Kinematische Kette des Getriebes der ersten Bewegungsphase

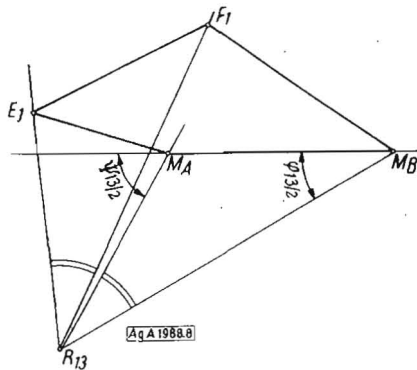


Bild 8. Konstruktion einfacher Winkellagenzuordnung

Glied 2 ist mit Glied 1 verschmolzen. M_A ist zum Gestellpunkt geworden. Für dieses Getriebe ist die Grüblersche Zwanglaufbedingung (bei nur niederen Elementenpaaren) erfüllt.

$$\begin{aligned} 2e - 3n + 4 &= 0, \\ (2 \cdot 7) - (3 \cdot 6) + 4 &= 0, \\ 14 - 18 + 4 &= 0, \\ 0 &= 0. \end{aligned}$$

Am Anfang wurde die Bedingung gestellt, daß der gesamte Drehwinkel der Antriebsschwinge $M_B F$ maximal

$$\varphi_{14} = 90^\circ$$

betragen soll. Hiervon wurde zur Ausführung der zweiten Bewegungsphase schon der Winkel

$$\varphi_{34} = 47,5^\circ$$

verbraucht, so daß für die erste Bewegungsphase noch der Winkel

$$\begin{aligned} \varphi_{13} &= \varphi_{14} - \varphi_{34}, \\ \varphi_{13} &= 90^\circ - 47,5^\circ, \\ \varphi_{13} &= 42,5^\circ \end{aligned}$$

zur Verfügung steht.

Der Winkel, den die Arbeitsschwinge während der ersten Bewegungsphase bestreicht, betrug $\psi_{13} = 112^\circ$. Die Punkte E und F sind nun so zu konstruieren, daß diese Winkellagenzuordnungen erfüllt werden. Die Konstruktion geschieht nach Bild 8 folgendermaßen:

Ich verbinde M_A mit M_B . In M_A trage ich an die Verlängerung der Strecke $M_B M_A$ über M_A hinaus den Winkel $\frac{\psi_{13}}{2} = 56^\circ$

an. In M_B trage ich an $M_B M_A$ den Winkel $\frac{\psi_{13}}{2} = 21,25^\circ$ an.

Die freien Schenkel der Winkel schneiden sich im Relativpol R_{13} . Nach einem Satz der Getriebelehre muß nun die Strecke $E_1 F_1$ (Koppel) von R_{13} aus unter demselben Winkel erscheinen, wie die Strecke $M_A M_B$ (Gestell).

Aus dieser Bedingung

$$\sphericalangle E_1 R_{13} F_1 = \sphericalangle M_A R_{13} M_B$$

lassen sich Gelenkpunkte E_1 und F_1 konstruieren. Wie leicht einzusehen, gibt es hierfür ∞^3 Möglichkeiten. Aus diesen dreifach unendlich vielen Möglichkeiten werden die Punkte E und F unter Berücksichtigung einer optimalen Kräftebilanz ausgewählt.

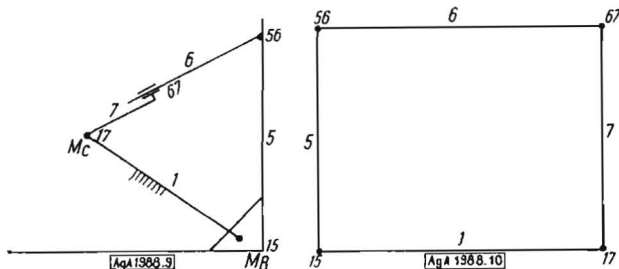


Bild 9. Schematische Darstellung des Getriebes der zweiten Bewegungsphase

Bild 10. Kinematische Kette des Getriebes der zweiten Bewegungsphase

Für die Untersuchung der zweiten Bewegungsphase soll vorausgesetzt werden, daß tatsächlich während der zweiten Bewegungsphase keine Relativbewegung der Glieder $M_A M_B$ und $M_A E$ zueinander stattfindet, und daß die Glieder $M_A M_B$ und $M_B F$ starr gekoppelt sind. Das hierdurch entstandene Getriebe ist schematisch in Bild 9 dargestellt und die zugehörige kinematische Kette in Bild 10.

Die Glieder 2, 3 und 4 sind mit dem Glied 5 verschmolzen. Dadurch entsteht ein einfaches zwangläufiges Viergelenkgetriebe.

$$\begin{aligned} 2e - 3n + 4 &= 0, \\ (2 \cdot 4) - (3 \cdot 4) + 4 &= 0, \\ 8 - 12 + 4 &= 0, \\ 0 &= 0. \end{aligned}$$

Es wurde gezeigt, daß bei den gemachten Voraussetzungen beide Bewegungsphasen mit Hilfe zwangläufiger Getriebe ausgeführt werden.

Eine Möglichkeit der technischen Ausführung eines Überkopfladers nach dem hier entwickelten System als Anbaugerät

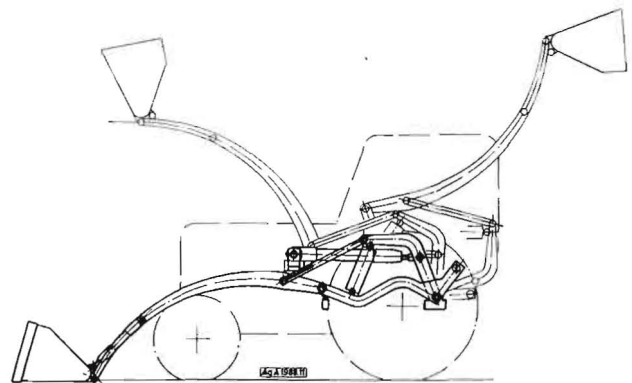


Bild 11. Mögliche konstruktive Ausführung eines Überkopfladers nach dem entwickelten System

an einen Serienschlepper zeigt Bild 11. Die Vorteile des Systems bestehen darin, daß die Überkopfbewegung durch ein relativ einfaches Getriebe ausgeführt wird. Zum Antrieb ist nur ein Zylinderpaar erforderlich. Die meisten der bisher gebauten Überkopflader der Gruppe 2 benötigen zur Ausführung der Überkopfbewegung zwei Zylinderpaare.

Zusammenfassung

Es wird für ein Anbauladegerät ein neuartiges Getriebe für die Überkopfbewegung entwickelt. Das Getriebe beruht auf einer siebengliedrigen kinematischen Kette, die nicht zwangläufig ist; Der Zwanglauf wird durch das Zusammenwirken äußerer und innerer Kräfte hergestellt. Das Getriebe nähert die Idealbahn einer Überkopfbewegung durch zwei Kreisbogen für die Praxis hinreichend genau an. Die Überkopfbewegung wird mit einem Arbeitszylinderpaar erreicht.

Literatur

- [1] *Beyer, R.*: Kinematische Getriebesynthese. Springer (1953).
- [2] *Rauh, K.*: Praktische Getriebelehre. Springer (1951).
- [3] *Kraus, R.*: Getriebelehre. Technik (1951).
- [4] *Burmester, L.*: Lehrbuch der Kinematik. Leipzig (1888).
- [5] *Sieker, K. H.*: Einfache Getriebe. Leipzig (1950).
- [6] *Hain, K.*: Angewandte Getriebelehre. Hannover (1952).
- [7] *Hain, K.*: Werkzeugführungen mit Hilfe von Koppelkurven. Werkstatt und Betrieb (1947/48).
- [8] *Kiper, G.*: Einfache Konstruktionen von Gelenkvierecken für vier Lagezuordnungen. Konstruktion (1954), H. 1.
- [9] *Hain, K.*: Die Erzeugung gegebener Kurven mit Hilfe von Räderkurbelgetrieben. Feinwerktechnik (1949) H. 3.
- [10] *Kraus, R.*: Entwerfen von Geradführungen. Feinwerktechnik (1952) H. 6.
- [11] *Sieker, K. H.*: Das Gelenkviereck als Funktionsgetriebe. Feinwerktechnik (1952), H. 6.